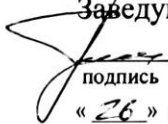


Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Политехнический институт  
Институт  
Подъемно-транспортные машины и роботы  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Г.С. Гришко  
подпись инициалы, фамилия  
« 26 » июня 2017 г.

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

23.05.01.02 – Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и

код и наименование специальности

оборудование

Крановая установка для испытания грузовых контейнеров

тема


Пояснительная записка

Руководитель

 23.06.17 доцент  
подпись, дата должность, ученая степень

А.Ю. Смолин  
инициалы, фамилия

Выпускник

 23.06.17  
подпись, дата

М.С. Жирко  
инициалы, фамилия

Консультанты по разделам:

Экономическая часть  
наименование раздела

 16.06.17  
подпись, дата

Е.А. Плачев  
инициалы, фамилия

Безопасность проекта  
наименование раздела

 16.06.17  
подпись, дата

В.В. Храмов  
инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 26.06.17  
подпись, дата

Л.Ф. Москвичева  
инициалы, фамилия

Красноярск 2017

ДП110-02.480063 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Жирко		
Провер.		Смолин		
Н. Контр.		Москвичева		
Утверд.		Гришко		

Крановая установка для  
испытания грузовых  
контейнеров

Лит.	Лист	Листов
	3	129
СФУ ПИ ФТ12-07С		

## ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные машины – высокоэффективное средство комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ.

Сегодня невозможно представить разные виды производства без использования широкого комплекса подъемно-транспортных машин. Работа с грузами является неотъемлемой частью многих отраслей промышленности. При этом от производительности данного участка работ зависит эффективность работы производственного предприятия или компании в целом.

Таким предприятием, в частности, является ООО «Сахалинремфлот», основными видами деятельности которого является производство, поставка, техническое обслуживание, ремонт и инспекция грузовых оффшорных контейнеров. Согласно стандарту производства оффшорных контейнеров проверка на пригодность должна производиться раз в год. Одним из этапов технологического процесса на производственной линии обслуживания контейнеров является испытание точек подъема и сварных швов. С этой целью на предприятии в начале 2016 года была установлена крановая установка, не имеющая аналогов в России.

На основе полученного опыта использования крановой установки предприятием-заказчиком с момента внедрения ее на производственную линию, была выявлена проблема и предложена модернизация механизма подъема в качестве объекта дипломного проектирования. Проблема заключается в малой скорости подъема груза, следствием чего является низкая производительность крановой установки, и производственной линии обслуживания, ремонта и инспекции контейнеров в целом. По технологии работы и в соответствии с техническим заданием на крановой установке предусмотрен, помимо тележки, оснащенной механизмом подъема грузоподъемностью 100 т, кран мостовой подвесной грузоподъемностью 6,3 т. Подвесной кран предназначен для загрузки испытательных грузов в контейнеры открытых типов, а так же для иных промежуточных операций. Для начала работы этим краном, необходимо, чтобы подвеска крановой установки находилась в крайнем верхнем положении для исключения задевания ее подвеской подвесного крана. Для выполнения этого условия требуется продолжительное время на поднятие и опускание крюковой подвески.

Целью данной модернизации будет являться повышение скорости подъема крановой установки с возможностью ее регулирования для удобства проведения испытаний и точности позиционирования испытываемых контейнеров.

Для решения описанной проблемы существует несколько вариантов. Одним из них является внедрение двухдвигательного механизма подъема с большей скоростью подъема груза и возможностью двухступенчатого регулирования скорости путем включения второго двигателя большей мощности.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Так же одним из вариантов является модернизация механизма подъема с учетом увеличенной скорости подъема с одним двигателем и последующее внедрение бесступенчатого регулирования скорости путем изменения частоты вращения вала двигателя, что является наиболее целесообразным.

С переходом на рыночную экономику вопросы энерго- и ресурсосбережения во всех сферах промышленности и коммунального хозяйства России приобрели особую важность. Одним из методов достижения этих целей в последнее время стало оборудование кранов частотно регулируемые приводами механизмов. Частотно-регулируемый электропривод, в общих чертах состоит из трехфазного электродвигателя переменного тока и инвертера, который обеспечивает, как минимум, плавный пуск электродвигателя и остановку, изменение скорости и направления вращения. Возможность подобного регулирования улучшает динамику работы электродвигателя и, тем самым, повышает надежность и долговечность работы технологического оборудования.

Таким образом, модернизация крановой установки грузоподъемностью 100 т будет заключаться в повышении производительности за счет увеличения скорости подъема в 2 раза и переоборудовании системы управления приводом механизма подъема с релейно-контакторной на систему частотного регулирования.

В дипломном проекте производятся необходимые расчеты, конструктивная компоновка механизмов крановой установки, выдвигается предложение по изменению системы управления приводом механизма подъема крановой установки с составлением конструктивной схемы частотно регулируемого электропривода механизма подъема. Так же производится проверочный расчет механизма передвижения тележки, установки барабана и металлоконструкции эстакады крановой установки. Проводятся необходимые экономические расчеты по модернизации механизма.

Сформируем задачи данного дипломного проекта:

- а) разработать конструкцию механизма подъема крановой установки с увеличенной в 2 раза скоростью подъема;
- б) сформировать предложение по внедрению частотно регулируемого привода механизма подъема на крановую установку.

## 1 Назначение и область применения проектируемой крановой установки

Крановая установка грузоподъемностью 100 т, установленный на предприятии ООО «Сахалинремфлот» г. Холмск Сахалинской области, предназначена для испытания грузовых контейнеров.

Крановая установка, установленная на территории предприятия в начале 2016 года не имеет аналогов в России. Это уникальное сооружение рабочей высотой 12 м и номинальной грузоподъемностью 100 т. После поступления контейнера на территорию склада предприятия, контейнер направляется на площадку осмотра и дефектовки, одной из операций которой является испытание точек подъема контейнеров. Испытания производятся такелажниками и крановщиком под контролем мастера участка. Для проведения испытаний контейнер заполняют изготовленными специально для этих целей контрольными грузами для превышения максимально допустимой грузоподъемности контейнера в 2,5 раза. Заполнение контейнеров контрольными грузами производится двумя способами: погрузчиком и с помощью мостового подвешного крана грузоподъемностью 6,3 т разработки ОАО «Бурья-Кран», которым оборудована крановая установка. После этого с помощью крановой установки специальным стропом производится подъем контейнера за 4 точки на высоту 15-20 сантиметров от уровня пола и удерживается на данной высоте 10-15 минут. Делается это для того, чтобы получить полную уверенность в надежности точек подъема. Затем контейнер направляется на зачистку сварочных швов для их осмотра и выявления дефектов.

По условиям эксплуатации установка должна быть изготовлена в климатическом исполнении У1 по ГОСТ 15150-69, для эксплуатации на открытой территории в районе с морским климатом, при температуре окружающей среды от минус 40°C до плюс 40°C, влажности 80% и условиям сейсмического воздействия 9 баллов.

Установка должна быть рассчитана на воздействие ветровой нагрузки в пределах VI ветрового района по ГОСТ 1451-77.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

## 2 Техническая характеристика крановой установки

Основные технические характеристики крановой установки для испытания грузовых контейнеров с учетом гнеобходимых изменений приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Технические параметры крановой установки для испытания грузовых контейнеров

Наименование параметра	Единицы измерения	Величина	
		Модернизированная	Базовая
Грузоподъемность механизма подъема	т	100	100
Скорость подъема (опускания) механизма подъема	м/с	0,033	0,017
Высота подъема	м	12	12
Группа классификаций (режима) механизмов по ИСО 4301/1- 86: Механизма подъема Передвижения мостового крана (тележки)		M4	M4
		M4	M4
Группа классификации (режима) мостового крана (тележки) по ИСО 4301/1-86:		A3	A3
Масса подвески	кг	4573	4573
Пролет крановой установки	м	6,95	6,95
Скорость передвижения тележки	м/с	0,26	0,26
Род тока, напряжение	В	Переменный, 380	Переменный, 380
Система управления:			
Механизмом подъема		Частотное регулирование	Релейно-контакторное
Механизмом передвижения		Релейно-контакторное	Релейно-контакторное
Способ управления		От переносного пульта, или с пульта по радиоканалу	От переносного пульта, или с пульта по радиоканалу
Конструктивная масса тележки, не более	т	50	50
Тип подтележечного рельса		КР 100	КР 100
Диаметр ходовых колес крана	мм	560	560
Конструктивная масса крановой установки, не более	т	115	115

Электрооборудование, устанавливаемое на крановой установке, состоит из шкафа управления, электродвигателей, тормозов, приборов и устройств безопасности, аппаратов освещения и сигнализации.

Управление электроприводами осуществляется от переносного пульта управления или с помощью джойстикового пульта управления по радиоканалу.

Электропривод механизма подъема должен быть оборудован частотным преобразователем, устанавливаемым в шкафу управления.

Крановая установка должна быть оборудована:

а) системой блокировок, обеспечивающей:

- 1) отключение механизма передвижения тележки в крайних положениях;
- 2) отключение механизма подъема при переходе подвески в крайнее верхнее и нижнее положения;

3) автоматическое отключение электропитания крановой установки при входе на настил верхнего строения эстакады и на тележку;

б) системой блокировок, исключающей работу механизма подъема в случае превышения веса поднимаемого груза на 15% от номинальной грузоподъемности механизма. Указанная блокировка выполняется ОГП с регистратором параметров работы крана.

Механизм передвижения тележки оборудован упругими буферами, метельниками, предотвращающими возможность попадания под колеса посторонних предметов, а так же другими предохранительными устройствами и приборами безопасности, предусмотренными правилами безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения [1].

При разработке конструкции крана обеспечивается унификация и повторяемость ранее принятых и освоенных конструктивных и технологических решений, с учетом оптимальных затрат на его разработку, минимальных затрат на его эксплуатацию.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

### 3 Описание и обоснование выбранной конструкции

Конструкция крановой установки выбрана из условий обеспечения выполнения требований документов, устанавливающих нормы и правила изготовления и эксплуатации.

#### 3.1 Устройство и работа крановой установки и ее составных частей

Крановая установка состоит из следующих основных частей: эстакада (верхнее пролетное строение с подтележечным рельсом, жесткие опоры); тележки с механизмом подъема, механизмом передвижения, подвеской грузоподъемностью 100 т с двурогим пластинчатым крюком, канатом; машинного помещения; комплекта электрооборудования (частотно регулируемого привода механизма подъема, привода механизма передвижения тележки, устройств и приборов безопасности, шкафа управления, переносного пульта управления, пульта управления по радиоканалу). Схема крановой установки приведена на рисунке 3.1.

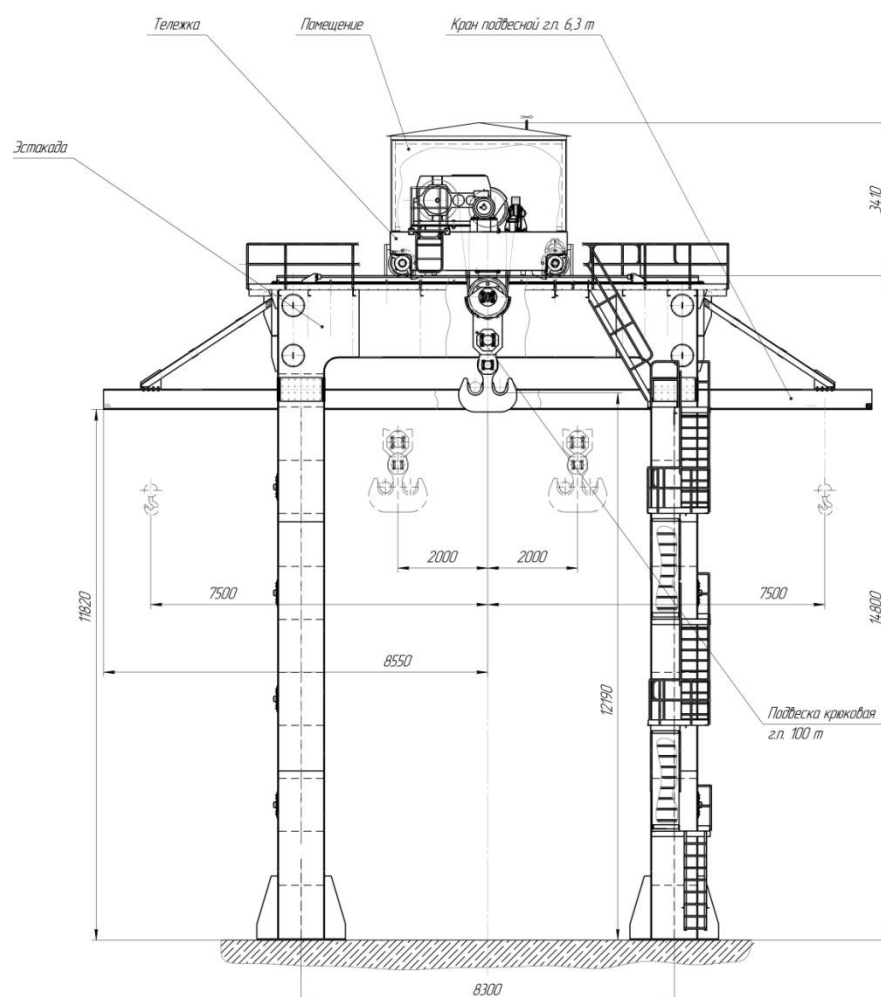


Рисунок 3.1 – Схема крановой установки

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Тележка устанавливается на подкрановый рельс верхнего пролетного строения эстакады и выполняет следующие рабочие движения:

- передвижение тележки вдоль эстакады;
- подъем и опускание подвески.

3.1.1 Эстакада состоит из верхнего (пролетного) строения, опирающегося на четыре жесткие опоры. Верхнее строение представляет собой конструкцию, состоящую из двух пролетных и двух концевых балок коробчатого сечения, соединенных между собой с помощью накладок узлов соединения на высокопрочных болтах. Пролетные балки соединены со стойками опор. Стойки опор устанавливаются на фундаменты и соединяются с помощью анкерных болтов.

На пролетных балках установлен подтележечный рельс КР-100, по которому перемещается тележка. А так же на пролетных балках устанавливаются буферы для ограничения хода тележки в крайних положениях.

На верхнем строении вдоль пролетных и концевых балок расположены площадки (настил), к кронштейнам которого крепятся стойки гибкого токоподвода тележки.

Площадки, лестницы, ограждения выполнены в соответствии с требованиями «Правил безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» [1].

3.1.2 Устройство тележки крановой установки. Тележка крановой установки состоит из сварной рамы, на которой установлены механизм подъема, механизм передвижения тележки, машинное помещение, которое защищает механизмы от атмосферных осадков. На тележке с помощью канатных полиспастов подвешена подвеска грузоподъемностью 100 т. Рама представляет собой жесткую сварную конструкцию.

Для удобства и безопасности обслуживания тележка оборудована перилами и лестницами.

3.1.3 Опишем устройство механизма подъема крановой установки:

а) с базовыми параметрами:

Механизм подъема состоит из электродвигателя, двух горизонтальных редукторов, установки барабана, верхних блоков, уравнительного блока и тормоза. Электродвигатель 1 соединен с быстроходным валом первого редуктора 3 с помощью зубчатой муфты 2, также с помощью зубчатой муфты 4 первый



редуктор соединен с быстроходным валом второго редуктора 5. Муфты закрыты кожухами.

На втором конце быстроходного вала второго редуктора установлен колодочный тормоз нормально закрытого типа ТКГ 6 с запасом торможения не менее 1,5. Барабан 10 с помощью зубчатой обоймы соединен с зубчатым венцом тихоходного вала второго редуктора 5 и опирается на роликподшипники, один из которых установлен в расточку зубчатого венца редуктора, а второй размещен в корпусе опоры барабана.

Канат, концы которого закреплены на барабане 10, сходит на подвеску 7, с подвески на верхние блоки 8, и на уравнительный блок 9. Для предотвращения перегруза на механизме подъема установлен ограничитель грузоподъемности (ОГП). Датчик ограничителя грузоподъемности устанавливается в качестве оси уравнительного блока механизма подъема.

Кинематическая схема механизма подъема крановой установки с базовыми параметрами представлена на рисунке 3.2.

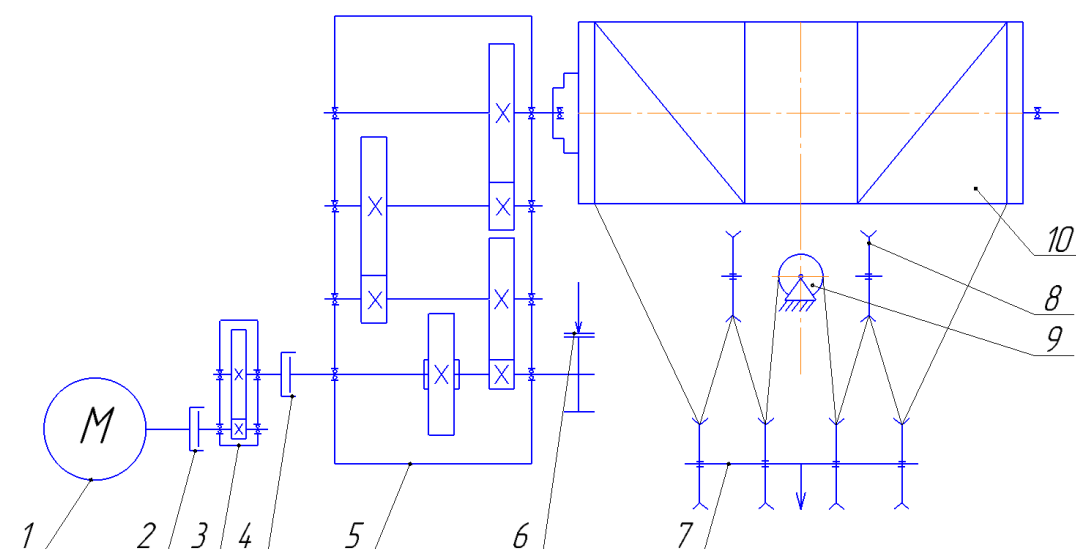


Рисунок 3.2 – Кинематическая схема механизма подъема крановой установки с базовыми параметрами

С осью барабана, с помощью муфты связан, роторный концевой выключатель, оснащенный абсолютным энкодером, и предназначенный для отключения механизма подъема при подходе подвески в крайние рабочие положения.

Механизм подъема дополнительно оснащен аварийным выключателем для отключения механизма при подходе подвески в крайнее верхнее положение;

б) модернизированного:

Механизм подъема с учетом новых параметров отличается от базового тем, что имеет один горизонтальный редуктор 3, быстроходный вал которого соединен с электродвигателем большей мощности 1 с помощью зубчатой муфты

2. Муфта закрыта кожухом. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен колодочный тормоз нормально-закрытого типа ТКГ 4 с запасом торможения не менее 1,5. Барабан 8 с помощью зубчатой обоймы соединен с зубчатым венцом тихоходного вала редуктора 3 и опирается на роликотоподшипники, один из которых установлен в расточку зубчатого венца редуктора, а второй размещен в корпусе опоры барабана. На нерабочем валу двигателя имеется инкрементальный энкодер, служащий для измерения скорости вращения ротора двигателя и передачи сигнала на систему управления механизма подъема.

Канат, концы которого закреплены на барабане 8, сходит на подвеску 5, с подвески на верхние блоки 6, и на уравнительный блок 7.

Кинематическая схема модернизированного механизма подъема представлена на рисунке 3.3.

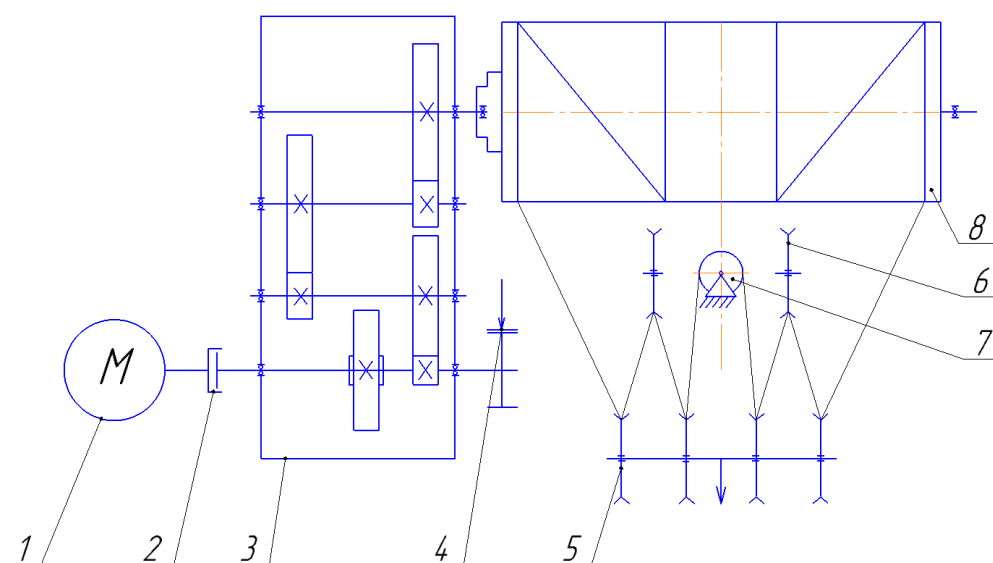


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема модернизированного механизма подъема

Из описания устройства механизма подъема до и после модернизации видно, что после изменения параметров привода необходимость в двух редукторах, установленных на приводе базовой конструкции отпадает. Следовательно, после перекомпоновки механизма подъема внесены следующие изменения:

- выбран двигатель большей мощности;
- выбран редуктор такого же типа и с таким же межосевым расстоянием, что и на базовом варианте механизма подъема, но отличающийся передаточным числом;
- выбран тормоз механизма подъема, рассчитанный на меньший тормозной момент.

3.1.4 Устройство механизма передвижения тележки. Механизм передвижения тележки выполнен на четырех ребордных ходовых колесах диаметром 560 мм, установленных в концевые балки рамы тележки. Балки выполнены под угловые буксы, куда установлены подшипники ходовых колес. Крепление букс к раме производится с помощью болтового соединения.

Механизм передвижения имеет два мотор-редуктора. Крутящий момент передается через вал двигателя на зубчатое зацепление редуктора. Для восприятия крутящего момента служит рычаг (реактивная тяга), который закреплен на раме тележки, с использованием демпфирующих резиновых элементов – амортизаторов. Мотор-редуктор с полым валом устанавливается на вал приводного ходового колеса. Крутящий момент от редуктора к колесу передается посредством шпоночного соединения. Каждый привод снабжен электромагнитным тормозом нормально закрытого типа, встроенным в электродвигатель.

3.1.5 Структура электропривода механизма подъема после модернизации. На крановой установке установлено электрооборудование с управлением приводом механизма подъема с помощью частотного регулирования, механизма передвижения тележки – релейно-контакторной системы. Используются электродвигатели, тормоза, приборы и устройства безопасности из числа наиболее часто используемых на кранах и установленных на действующей крановой установке с целью наибольшей унификации оборудования и меньших затрат на модернизацию.

Управление крановой установкой осуществляется преимущественно от джойстикового пульта по радиоканалу.

При переходе с релейно-контакторной системы управления на частотно регулируемую производится частичное переоборудование электропривода механизма подъема.

Структурная блок-схема электропривода переменного тока механизма подъема крановой установки с частотным регулированием представлена на рисунке 3.4.

Частотно регулируемый электропривод состоит из вводного разъединителя  $Bx$ , главного контактора  $G_k$ , преобразователя частоты  $ПЧ$ , программно-логического контроллера  $ПЛК$ , трехфазного асинхронного электродвигателя  $M$ , тормоза  $T$ , датчика скорости вращения вала электродвигателя  $ДС$ , приборов и устройств безопасности  $ПБ$ , приемника радиосигналов  $ПС$ , дистанционного пульта управления  $ПУ$ , пульта кнопочного  $ПК$ .

На схеме толстыми сплошными линиями 1-2-3 показаны силовые цепи, последовательно соединяющие основные элементы электрооборудования.

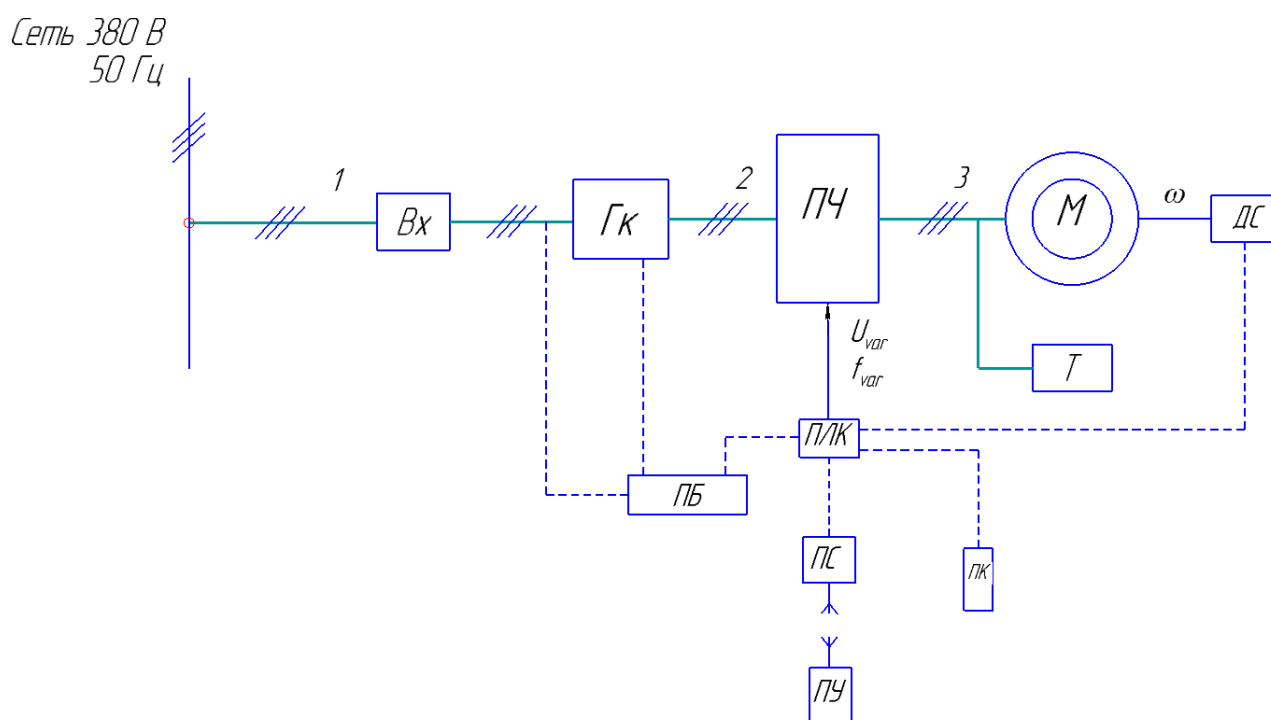


Рисунок 3.4 – Структурная блок-схема электропривода механизма подъема

Трехфазный ток поступает по участку силовой цепи 1 от внешней сети напряжением 380 В и частотой 50 Гц на вводный разъединитель *Вх* крановой установки, расположенный в шкафу управления. От вводного разъединителя *Вх* трехфазный ток поступает на главный контактор *Гк*, включенный в цепь управления, который при замыкании контактов передает ток на преобразователь частоты *ПЧ*, подключенный к сети с помощью предохранительных и защитных устройств. ПЧ снабжен программируемым логическим контроллером *ПЛК* и связан с участками 2 и 3 силовой цепи. С помощью преобразователя частоты ПЧ осуществляется регулирование скорости вращения вала электродвигателя *М* посредством приема задающихся на программируемом логическом контроллере ПЛК параметров напряжения и частоты, и передачи их по силовой цепи 3. ПЛК снабжен дисплеем, на котором отображается информация о работе привода.

К программируемому логическому контроллеру ПЛК по цепи управления, обозначенной на схеме с помощью штриховых линий, подключается датчик скорости *ДС*, выполненный в виде инкрементального энкодера. Он устанавливается на нерабочий вал электродвигателя *М*. Датчик скорости *ДС* считывает информацию о вращении вала путем преобразования количества полученных импульсов за 1 оборот в цифровой сигнал, и передает информацию о скорости вращения  $\omega$  на программируемый логический контроллер *ПЛК*. Таким образом обеспечивается обратная связь с двигателем и достигается более точная регулировка скорости подъема груза.

К силовой цепи главного контактора по цепям управления подключены приборы и устройства безопасности *ПБ* (концевые выключатели, блокировочные

контакты, аварийные кнопки и т.п.). При срабатывании какого-либо из приборов безопасности отключается главный контактор  $G_k$ , а на дисплее контроллера ПЛК отображается информация о причине отключения.

В данной системе управления предусмотрено 2 способа управления: от переносного пульта и с пульта по радиоканалу. Для выбора способа управления на шкафе управления поворачивается рукоятка в соответствующее положение. Для регулирования скорости подъема каждое положение джойстика того или иного пульта управления программируется с помощью контроллера ПЛК на определенное значение напряжения  $U_{var}$  и частоты  $f_{var}$ , передающееся затем на преобразователь частоты ПЧ.

При управлении по радиоканалу от пульта дистанционного управления ПУ передается радиосигнал на приемник сигнала ПС, подключенный к контроллеру ПЛК. При управлении с помощью переносного пульта кнопочный пульт ПК с помощью кабеля подключен к программируемому логическому контроллеру ПЛК.

3.1.6 Принцип работы частотного преобразователя. Применительно к механизмам подъема крана необходимо выбирать преобразователи частоты с векторным управлением для обеспечения динамической работы привода, необходимые поддерживать необходимый момент на валу асинхронного двигателя даже на малых скоростях вращения.

В основу частотного преобразователя, называемого так же инвертором заложено двойное изменение формы сигнала питающей электрической сети.

Схема на рисунке 3.5 отражает принцип работы преобразователя частоты асинхронного трехфазного электродвигателя.

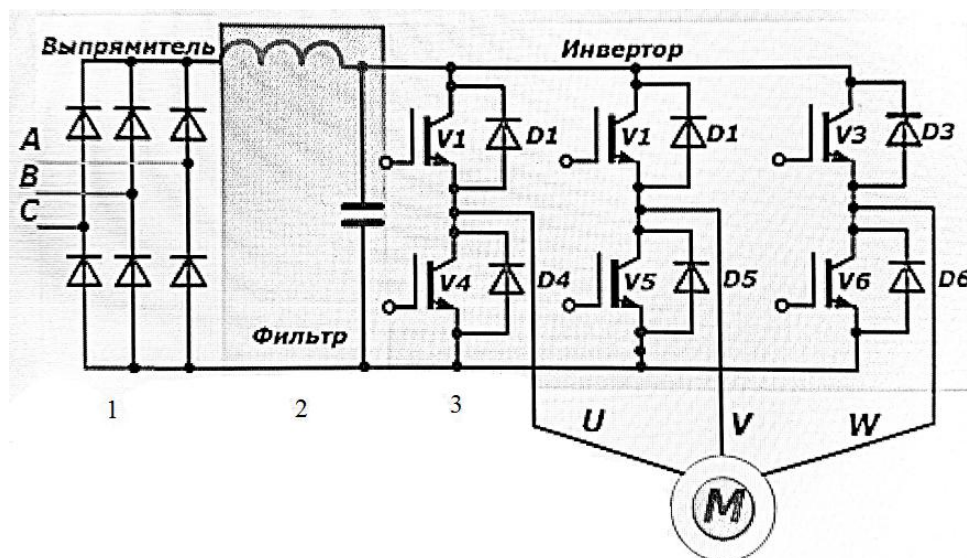


Рисунок 3.5 – Схема работы частотного преобразователя трехфазного тока

Вначале переменное напряжение питающей сети  $U_{BX}$  синусоидального типа с постоянной амплитудой и частотой ( $U_{BX}=\text{const}$ ,  $f_{BX}=\text{const}$ ) (график 1, рис. 3.3) поступает на выпрямительный блок 1, состоящий из диодов, который убирает синусоидальные гармоники, но оставляет пульсации сигнала (график 2, рис. 3.6).

Для сглаживания пульсаций выпрямленного напряжения  $U_{\text{выпр}}$  используется фильтр 2, представляющий собой батарею конденсаторов, так называемое звено постоянного тока.

С выхода фильтра постоянное напряжение  $U_d$  (график 3, рис. 3.6) поступает на вход автономного импульсного инвертора 3, который представляет собой мостовую трехфазную схему из шести силовых транзисторов. Каждый из шести транзисторов V1-V6 подключается по встречно-параллельной схеме к своему диоду обратного тока D1-D6.

На участке импульсного инвертора 3 происходит широтная импульсная модуляция (ШИМ) сигнала (график 4, рис.3.6), при котором обмотка электродвигателя подключается по строгой очередности к положительным и отрицательным полюсам звена постоянного тока. Длительность подключения каждой обмотки в пределах периода следования импульсов модулируется по синусоидальному закону (график 5, рис. 3.6). Наибольшая ширина ШИМ-импульсов обеспечивается в середине полупериода, а к началу и к концу полупериода – уменьшается.

Законы протекания преобразования напряжения по этапам показаны на рисунке 3.3.

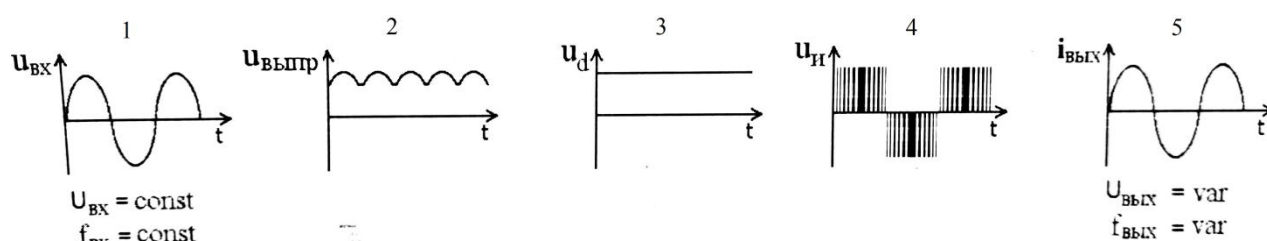


Рисунок 3.6 – Законы преломления тока частотным преобразователем

## 3.2 Патентно-информационный анализ

Целью анализа является обобщение и применение опыта, накопленного в области конструирования грузоподъемных машин, в приборах безопасности и контроля, а также проверка патентной чистоты дипломной работы. В соответствие с темой дипломного проекта выбираются патенты или авторские свидетельства, подвергающиеся затем всестороннему ихучению с целью извлечения идеи и применения в качестве основы проекта. Кроме этого, патентный анализ служит для задания направления дальнейшей разработки или к

развитию собственного изобретения, которая в дальнейшем может вырасти в практически применяемое изделие или узел.

Применительно к данной теме дипломного проекта (крановая установка для испытания грузовых контейнеров) рассмотрены авторские свидетельства и некоторые конструктивные исполнения применения приводов с регулированием скорости рабочего органа грузоподъемных машин.

Авторское свидетельство 2287479 отличается в том, что коробка передач выполнена в виде вариатора, включающего сферический преобразующий механизм с качающейся обоймой, цапфы которой имеют муфты свободного хода и зубчатые конические шестерни, находящиеся в зацеплении с зубчатым коническим колесом, продолжением которой является ведомый вал вариатора. Внутреннее кольцо преобразующего механизма посредством поводка шарнирно соединено с подвижно установленной на ведущем валу втулкой, на которой посажен радиально-упорный подшипник с дополнительной наружной втулкой, снабженной выведенным наружу рычагом, при этом ведомый вал вариатора и вал барабана расположены параллельно и кинематически связаны между собой цепной передачей. Ведомый вал посредством пневматической муфты дополнительно соединен с аварийным приводом.

Авторское свидетельство 2446090 заключается в следующем: механизм подъема груза, содержащий электродвигатель, упругую муфту с тормозным шкивом, редуктор, двухвенцовую зубчатую муфту и барабан, отличающийся тем, что выходной конец тихоходного вала редуктора через упругую муфту соединен с управляемой планетарной муфтой, вал центральной шестерни которой через муфту соединен с винтом механического накопителя энергии, а на быстроходном валу редуктора установлен центробежный тормоз.

Известно также авторское свидетельство 141897, описывающее двухскоростной электропривод исполнительного механизма, содержащий основной и вспомогательный электродвигатели, оборудованные тормозами и цилиндрическими роторами, редуктор и кольцевой электромагнит, при этом тормоз основного электродвигателя выполнен дисковым нормально закрытым, управляемым указанным кольцевым электромагнитом, один конец вала основного электродвигателя выполнен с возможностью соединения с исполнительным механизмом, а на другом его конце установлен фрикционный диск, взаимодействующий с дисками указанного дискового тормоза и кинематически через редуктор соединенный со вспомогательным электродвигателем. Двухскоростной привод отличается так же тем, что редуктор образован двумя парами зубчатых колес, соединяющих вал тормозного диска с выходным валом ротора вспомогательного электродвигателя.

Известны вариации частотно регулируемых электроприводов. Один из таких приводов описан в авторском свидетельстве 2576330. Электропривод переменного тока, содержащий асинхронный двигатель, тиристорный преобразователь напряжения, включенный между статорной обмоткой



двигателя и питающей сетью, датчик фазного статорного тока и датчик напряжения, подключенные к одной фазе асинхронного двигателя, блок управления, выход которого соединен с управляющим входом тиристорного преобразователя напряжения, а вход - с выходом блока регулятора частоты вращения, один вход которого соединен с задатчиком частоты вращения, отличающийся тем, что второй вход регулятора частоты вращения соединен с блоком имитационной модели асинхронного двигателя в двухфазной неподвижной системе координат, выход которого соединен с первым блоком расчета результирующего модуля тока, который подключен к блоку расчета невязки, второй датчик статорного фазного тока и второй датчик напряжения подключены к другой фазе асинхронного двигателя, при этом к первому и второму датчику напряжения подключен первый блок преобразования координат, выход которого соединен с блоком имитационной модели асинхронного двигателя в двухфазной неподвижной системе координат, а первый и второй датчик статорных фазных токов соединены со вторым блоком преобразования координат, к которому последовательно подключены второй блок расчета результирующего модуля тока, блок расчета невязки, блок определения оценки момента нагрузки, блок имитационной модели асинхронного двигателя в двухфазной неподвижной системе координат.

В процессе патентно-информационного анализа было выявлено четыре авторских свидетельства, в которых описывается внедрение в привод нескольких двигателей с целью ступенчатого регулирования частоты вращения, а так же бесступенчатое регулирование скорости путем частотного регулирования. Выявленные патенты не применяются для модернизации механизма подъема крановой установки.

Копии рассмотренных авторских свидетельств, полезных моделей и страниц учебной литературы представлены в Приложении А.



## 4 Расчеты, подтверждающие работоспособность крановой установки

### 4.1 Расчет механизма подъема

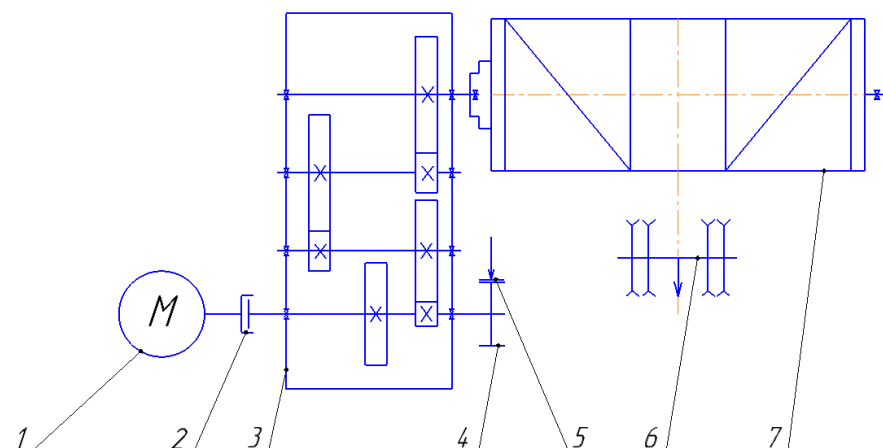
4.1.1 Анализ технических характеристик крана. Выбор аналога и конструктивной схемы механизма

Исходные параметры, необходимые для выполнения расчета механизма подъема, представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные

Параметр	Значение
Грузоподъемность $Q$ , т	100
Высота подъема $H$ , м	12
Скорость подъема (опускания), м/с	0,033
Группа классификации механизма по ИСО 4301/1-86	M4
Группа классификации механизма по ГОСТ 25835-83	2М
Род тока, напряжение, В	Переменный, 380

Кинематическая схема механизма подъема крановой установки представлена на рисунке 4.1.



1- электродвигатель; 2- муфта зубчатая; 3- редуктор 7Ц4; 4- тормозной шкиф; 5-тормоз ТКГ-300; 6- крюковая подвеска; 7 – барабан

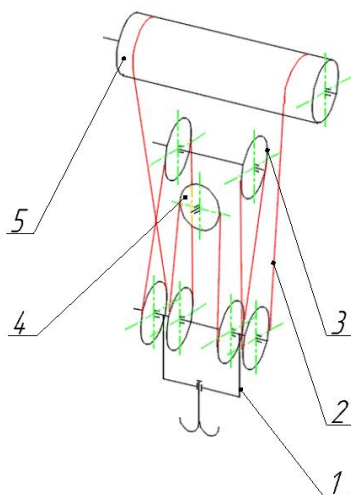
Рисунок 4.1 – Кинематическая схема механизма подъема крановой установки

#### 4.1.2 Выбор полиспастной системы и крюковой подвески

Тип и кратность полиспаста механизма подъема выбираем в соответствии с унификацией установленного на крановой установке оборудования.

Принимаем механизм подъема со сдвоенным четырехкратным полиспастом.

Схема запасовки канатов представлена на рисунке 4.2.



1- крюковая подвеска; 2- стальной канат; 3- верхние блоки;  
4- уравнивательный блок; 5 - барабан.

Рисунок 4.2 - Схема запасовки канатов

В соответствии с унификацией установленного на крановой установке оборудования, выбираем крюковую подвеску разработки Сиб-Тяжмаш грузоподъемностью 100 т с двурогим пластинчатым крюком. Масса подвески 4573 кг.

#### 4.1.3 Расчет и выбор каната

Усилие в канате набегающем на барабан по [2, с.83]:

$$F_{\sigma} = \frac{(Q + m_{к.п.} + m_{\kappa}) \cdot g}{k_{\sigma} \cdot \eta_n}, \quad (4.1)$$

где  $Q = 100000$  - номинальная грузоподъемность крана, кг;

$m_{к.п.} = 4573$  - масса крюковой подвески, кг;

$m_{\kappa} = 635$  - расчетная масса каната, кг;

$k_{\sigma} = 8$  - общее число ветвей каната, на которых подвешен груз;

$\eta_0 = 0,97$  - общий КПД полиспаста и обводных блоков,

$$F_{\phi} = \frac{(100000 + 4573 + 635) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,97} = 133000 \text{ Н.}$$

Усилие в канате набегающем на барабан с испытательным грузом (1,25 от грузоподъемности):

$$F_{\max} = \frac{(1,25 \cdot Q + m_{\text{к.п.}} + m_{\text{к}}) \cdot g}{k_{\phi} \cdot \eta_n}, \quad (4.2)$$

где  $Q$ ,  $m_{\text{к.п.}}$ ,  $m_{\text{к}}$ ,  $k_{\phi}$ ,  $\eta_0$  - то же, что и в формуле (4,1),

$$F_{\max} = \frac{(1,25 \cdot 100000 + 4573 + 635) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,97} = 164606 \text{ Н.}$$

Расчетное разрывное усилие каната по [1, с. 38]:

$$F \geq F_{\phi} \cdot k, \quad (4.3)$$

где  $F_{\phi} = 133000$  - наибольшее натяжение в канате, Н;

$k=4$  - минимальный коэффициент использования подвижного каната, для группы классификации механизма М4 [1],

$$F \geq 133000 \cdot 4 = 532000 \text{ Н.}$$

Выбираем из [3] по ОСТ 71915393-ТУ051-07 канат 8-рядный канат типа ЛК-РО конструкции  $8 \times 26(1+5+5/5+10)+6 \times 17(1+8+8)+1 \times 17(1+8+8)$  диаметром 31 мм, имеющий при маркировочной группе 1770 Н/мм<sup>2</sup> разрывное усилие 751,3 кН.

Канат типа ЛК-РО (с линейным касанием проволок разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди), диаметром 31 мм, грузовой (Г), высшей марки (В), из светлой проволоки (-), с правой свивкой прядей (-), крестовой свивки элементов каната (-), нераскручивающийся (Н), рихтованный по степени уравновешенности, обозначается:

Канат 31,0-Г-В-Н-Р-1770-СТО 71915393-ТУ051-2007.

Фактический коэффициент использования каната:

$$k_{\phi} = \frac{F}{F_{\phi}}, \quad (4.4)$$

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

где  $F = 721300$  - расчетное разрывное усилие в канате, Н;  
 $F_{\phi} = 133000$  – усилие в канате, набегавшем на барабан, Н,

$$k_{\phi} = \frac{751300}{133000} = 5,64.$$

Фактический коэффициент использования каната превышает минимальный, т.е.  $k_{\phi} = 5,64 > k = 5,6$ . Следовательно, канат удовлетворяет условиям нагружения.

Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната 4535 кг.

#### 4.1.4 Определение размеров барабана и диаметров блоков

Барабан выполнен из стали 09Г2С сварной конструкции.

Размеры профиля канавок барабана из табл. 2.8 [4, с.60]:

- радиус  $r = 0,017$  м;
- глубина  $h = 0,0095$  м;
- шаг по [3, с.19]:

$$t = d_{\kappa} + (0,5...1), \quad (4.5)$$

где  $d_{\kappa} = 0,031$  - диаметр каната, м,

$$t \geq 0,031 + (0,5...1) = 0,0315...0,032 \text{ мм.}$$

Принимаем шаг  $t = 34 \text{ мм} = 0,034 \text{ м.}$

На рисунке 4.3 представлена схема размеров барабана.

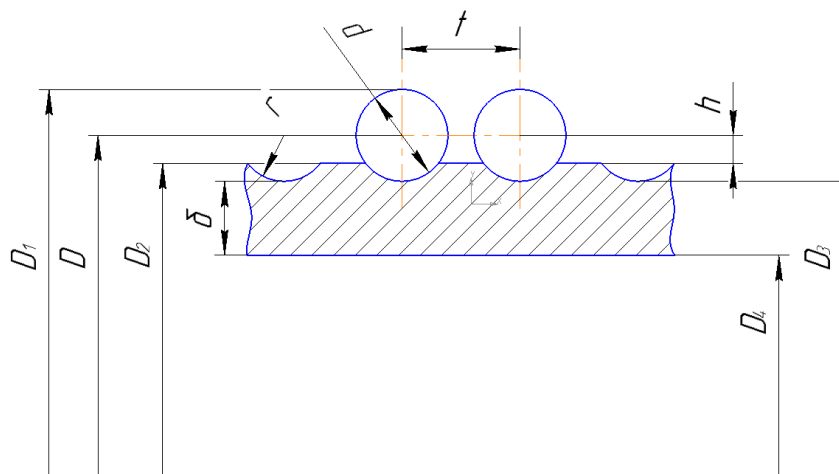


Рисунок 4.3 – Схема размеров барабана

Толщина стенки барабана без учета глубины канавки [5, с.20]:

$$\delta_n = 0,95 \cdot \frac{F_{\delta}}{t \cdot [\sigma_{сж}]}, \quad (4.6)$$

где  $F_{\max} = 164606$  - максимальное натяжение каната с испытательным грузом, Н;  
 $t = 0,034$  - шаг витков, м;  
 $[\sigma_{сж}] = 165$  - допускаемое напряжение сжатия для стали 09Г2С по таблице 23,2 [5, с.20], МПа,

$$\delta_n = 0,95 \cdot \frac{164606}{0,034 \cdot 165 \cdot 10^6} = 0,0278 \text{ м} = 27,8 \text{ мм}.$$

В соответствии с унификацией установленного барабана принимаем толщину стенки обечайки барабана по дну нарезки под канат  $\delta = 35$  мм.

На рисунке 4.4 представлена схема размеров барабана.

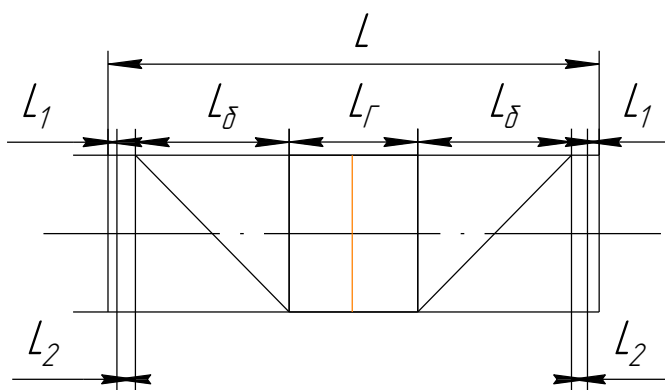


Рисунок 4.4 – Схема размеров барабана

Полная длина барабана:

$$L = 2 \cdot L_{\delta} + 2 \cdot L_1 + L_{\Gamma} + 2 \cdot L_2, \quad (4.7)$$

где  $L_{\delta}$  - рабочая длина барабана для каната свиваемого с одного полиспаста, м;  
 $L_1$  - длина гладкой части по краям барабана, м;  
 $L_2$  - длина участка для крепления каната, м;  
 $L_{\Gamma}$  - длина ненарзной части, м.

Рабочая длина барабана для каната свиваемого с одного полиспаста по [4, с.60]:

$$L_{\bar{o}} = (n_{\text{раб}} + n_n) \cdot t, \quad (4.8)$$

где  $n_{\text{раб}}$  - число рабочих витков, необходимых для навивки;

$n_n = 2$  - число витков, которое должно оставаться навитым на барабан при нижнем положении груза.

$$n_{\text{раб}} = \frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_0}, \quad (4.9)$$

где  $H = 12$  - высота подъема, м;

$a = 4$  - кратность полиспаста;

$D_0$  - диаметр барабана по центру оси навитого каната, м.

$$D_0 = D_{\bar{o}} + d_{\kappa}, \quad (4.10)$$

где  $D_{\bar{o}}$  - диаметр барабана, м.

$d_{\kappa}$  - то же, что и в формуле (4.5).

Минимально допустимый диаметр барабана по [1]:

$$D_{\bar{o}} \geq d_{\kappa} \cdot h_1, \quad (4.11)$$

где  $d_{\kappa}$  - то же, что и в формуле (4.5);

$h_1 = 16$  - коэффициент выбора диаметра барабана для группы классификации М4, [1],

$$D_{\bar{o}} \geq 0,031 \cdot 16 = 0,496 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр барабана в соответствии с унификацией установленного на крановой установке оборудования  $D_{\bar{o}} = 900 \text{ мм} = 0,9 \text{ м.}$

Подставив значение  $D_{\bar{o}}$  в формулу (1.10), получим диаметр барабана по центру оси навитого каната:

$$D_0 = 0,9 + 0,031 = 0,931 \text{ мм.}$$

Подставив значение  $D_0$  в формулу (4.9), получим число рабочих витков, необходимых для навивки:

$$n_{\text{раб}} = \frac{12 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,931} = 16,42.$$

Принимаем  $n_{\text{раб}} = 17$ .

Подставив значение  $n_{\text{раб}}$  в формулу (4.9), получим рабочую длину барабана для каната свиваемого с одного полиспаста:

$$L_{\text{б}} = (17 + 2) \cdot 0,034 = 0,646 \text{ м.}$$

Длина гладкой части по краям барабана по [5, с.19]:

$$L_1 = 3 \cdot t, \quad (4.12)$$

где  $t$  - то же, что и в формуле (4.6).

$$L_1 = 3 \cdot 0,034 = 0,102 \text{ мм.}$$

Длина участка для крепления каната по [5, с.19]:

$$L_2 = 1,5 \cdot t, \quad (4.13)$$

где  $t$  - то же, что и в формуле (4.6),

$$L_2 = 1,5 \cdot 0,034 = 0,051 \text{ м.}$$

Принимаем  $L_2 = 500 \text{ мм} = 0,5 \text{ м}$  в соответствии с унификацией.

Подставляя все найденные значения в формулу (4.7), получим:

$$L = 2 \cdot 0,646 + 2 \cdot 0,102 + 0,500 + 2 \cdot 0,051 = 2,098 \text{ м.}$$

В соответствии с унификацией принимаем  $L_{\text{б}} = 2,354 \text{ м.}$

Минимальный диаметр урвнительного блока по [1]:

$$D_{\text{ур}} \geq d_{\text{к}} \cdot h_3, \quad (4.14)$$

$h_3 = 14$  – коэффициент выбора диаметра уравнительного блока для группы классификации М4 [1];

$d_k$  - то же, что и в формуле (4.5).

$$D_{yp} \geq 0,034 \cdot 14 = 0,434 \text{ м.}$$

В соответствии с унификацией принимаем  $D_{yp} = 0,6 \text{ м.}$

Минимально допустимый диаметр верхних блоков:

$$D_{\text{бл}} \geq d_k \cdot h_2, \quad (4.15)$$

где  $h_2 = 18$  - коэффициент выбора диаметра верхних блоков;

$d_k$  - то же, что и в формуле (4.5).

$$D_{\text{бл}} \geq 0,031 \cdot 18 = 0,558 \text{ м.}$$

В соответствии с унификацией принимаем  $D_{\text{бл}} = 0,8 \text{ м.}$

Диаметры барабана (рис. 4.3):

1. С учетом навитого каната:

$$D_1 = D + 2 \cdot r, \quad (4.16)$$

где  $r = 0,017$  – радиус профиля канавки барабана, м;

$D = 0,9$  – диаметр барабана, м,

$$D_1 = 0,9 + 2 \cdot 0,017 = 0,934 \text{ м.}$$

2. Наружный диаметр барабана:

$$D_2 = D + 2 \cdot h, \quad (4.17)$$

где  $h = 0,0095$  – глубина канавки, м;

$D$  - то же, что и в формуле (4.16),

$$D_2 = 0,9 + 2 \cdot 0,0095 = 0,919 \text{ м.}$$

3. Внутренний диаметр:



$$D_4 = D - 2 \cdot \delta, \quad (4.18)$$

где  $\delta = 0,035$  - толщина стенки барабана без учета глубины канавки, м;  
 $D$  - то же, что и в формуле (4.16),

$$D_4 = 0,9 - 2 \cdot 0,035 = 0,830 \text{ м.}$$

#### 4.1.5 Расчет и выбор электродвигателя

Статическая мощность электродвигателя по [4, с.65]:

$$N_C = \frac{(Q + m_{к.п.} + m_k) \cdot g \cdot v_{\Gamma}}{10^3 \cdot \eta}, \quad (4.19)$$

где  $Q, m_{к.п.}, m_k$  - то же, что и в формуле (4.1);  
 $v_{\Gamma} = 0,033$  - скорость подъема груза, м/с;  
 $\eta$  - КПД канатной системы и механизма;  
 $g = 9,81$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

КПД канатной системы и механизма:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2, \quad (4.20)$$

где  $\eta_1 = 0,98$  - КПД барабана при опорах барабана на подшипниках качения по [2, с.86];

$\eta_2 = 0,85$  - КПД механизма [2, с.86],

$$\eta = 0,98 \cdot 0,85 = 0,833.$$

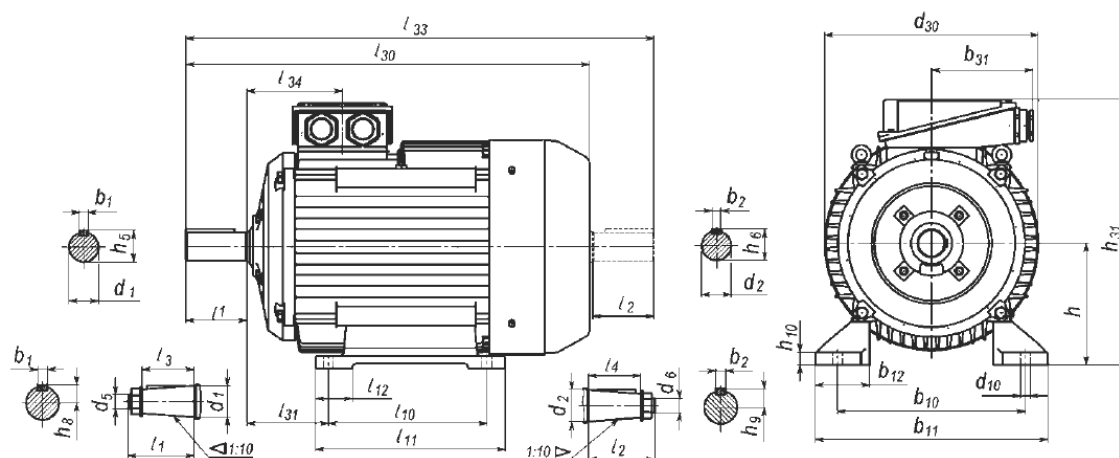
Подставив значения в формулу (4.19), получим:

$$N_C = \frac{(100000 + 4573 + 635) \cdot 9,81 \cdot 0,033}{10^3 \cdot 0,833} = 41 \text{ кВт.}$$

Выбираем по [6, с.10] 3-фазный асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором АМТК250S6 с диапазоном регулирования 1:10 исполнения по виду охлаждения IC411, имеющий номинальную мощность при относительной продолжительности включения ПВ=25%  $P_H = 45$  кВт, частоту вращения  $n = 986$  об/мин, номинальный момент  $M_H = 436$  Нм, максимальный момент  $M_{\max} = 1308$  Нм, момент инерции ротора  $I_p = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ , номинальный ток

при работе  $I_1 = 69$  А. Кратность максимального момента  $M_{\max} / M_H = 3$ . Масса двигателя 440 кг.

Конструктивная схема электродвигателя АМТК250S6 изображена на рисунке 4.5.



Общее передаточное число привода

$$u = \frac{n}{n_{\delta}}, \quad (4.22)$$

где  $n = 986$  - частота вращения ротора электродвигателя, об/мин.;  
 $n_{\delta} = 2,71$  - частота вращения барабана, об/мин,

$$u = \frac{986}{2,71} = 363,83.$$

Статический крутящий момент на барабане от номинального груза:

$$M_{\delta} = \frac{F_{\delta} \cdot z \cdot D_0}{2 \cdot \eta_{\delta}}, \quad (4.23)$$

где  $F_{\delta}$  - то же, что и в формуле (4.3);  
 $z = 2$  - число ветвей каната, сходящих с барабана;  
 $\eta_{\delta}$  - то же, что и в формуле (4.20);  
 $D_0$  - то же, что и в формуле (4.21),

$$M_{\delta} = \frac{133000 \cdot 2 \cdot 0,931}{2 \cdot 0,98} = 126350 \text{ Нм.}$$

Выбираем редуктор 7Ц4-1035 с номинальным крутящим моментом  $M_n = 175000$  Нм, номинальным передаточным отношением  $U = 355$  по [7, с.31].

На рисунке 4.6 изображена конструктивная схема редуктора 7Ц4 с габаритными и присоединительными размерами.

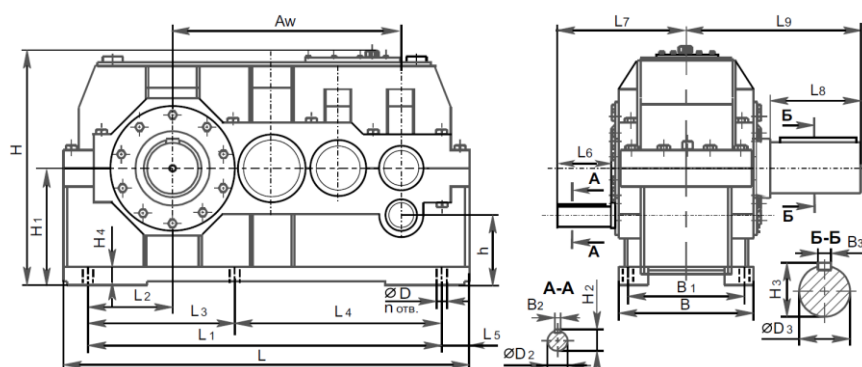


Рисунок 4.6 – Конструктивная схема редуктора 7Ц4-1035

Основные размеры редуктора типа 7Ц4-1035 представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Основные размеры редуктора типа 7Ц4-1035, мм

Тип редуктора	Размеры, мм													
	h	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>	D	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	A <sub>w</sub>
7Ц4-1035	390	1110	550	64	262	1770	1500	750	750	135	42	60	250	1035

Фактическая скорость подъема груза по [4, с.65]:

$$v_{\Gamma}^{\phi} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{\phi}^{\phi}}{60 \cdot u_{\Pi}}, \quad (4.24)$$

где  $n_{\phi}^{\phi}$  - фактическая частота вращения барабана, об/мин;

$u_{\Pi} = 4$  - кратность полиспаста;

$D_0$  - то же, что и в формуле (4.21).

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n}{u_p},$$

где  $n$  - то же, что и в формуле (4.22);

$u_p = 355$  - передаточное число редуктора.

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{986}{355} = 2,77 \text{ об/мин.}$$

Подставив значения в формулу (4.24), получим фактическую скорость подъема груза:

$$v_{\Gamma}^{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,931 \cdot 2,77}{60 \cdot 4} = 0,0337 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость подъема груза  $v_{\Gamma}^{\phi} = 0,0337 \text{ м/с}$  отличается от заданной  $v_{\Gamma} = 0,033 \text{ м/с}$  на 2,1%, что допустимо.

#### 4.1.7 Проверка электродвигателя по условию надежного пуска

Двигатель переменного тока проверяется по условиям надежного пуска:

$$M_{ст} < M_n < 0,55 \cdot M_n, \quad (4.25)$$

где  $M_{ст}$  - момент статический, Нм;  
 $M_n$  - момент номинальный, Нм;  
 $M_n$  - момент пусковой, Нм.

$$M_{ст} = \frac{9560 \cdot N_c}{n_{ст}}, \quad (4.26)$$

где  $P_{ст}$  - уточненная статическая мощность, кВт;  
 $n_{ст} = 986$  - частота вращения ротора двигателя при статической мощности, об/мин.

Уточненная статическая мощность:

$$N_c = \frac{(Q + m_{к.п.} + m_k) \cdot g \cdot v_z^\phi}{10^3 \cdot \eta}, \quad (4.27)$$

где  $Q$ ,  $m_{к.п.}$ ,  $m_k$ ,  $g$ , - то же, что и в формуле (4.19);  
 $\eta = 0,833$  – КПД канатной системы механизма;  
 $v_z^\phi = 0,0337$  - фактическая скорость подъема груза, м/с,

$$N_c = \frac{(100000 + 4573 + 635) \cdot 9,81 \cdot 0,0337}{10^3 \cdot 0,833} = 41,75 \text{ кВт.}$$

Подставив значения в формулу (4.21), получим:

$$M_{ст} = \frac{9560 \cdot 41,75}{986} = 397,5 \text{ Нм.}$$

Пусковой момент:

$$M_n = \psi_n \cdot M_n, \quad (4.28)$$

где  $\psi_n = 1,9$  - кратность пускового момента для частотно регулируемых двигателей по рекомендациям ЗАО «Сиб-Тяжмаш»;  
 $M_n = 436$  - номинальный момент двигателя, Нм,

$$M_n = 1,9 \cdot 436 = 828,4 \text{ Нм.}$$

Подставив значения в условие (4.25), получим:

$$397,5 < 436 < 0,55 \cdot 828,4 = 455,6 \text{ Нм.}$$

Условие выполняется, следовательно, надежность пуска обеспечена.

#### 4.1.8 Расчет и выбор соединительной муфты

Момент статического сопротивления на валу электродвигателя по [4, с.22]:

$$M_C = \frac{F_{\theta} \cdot z \cdot D}{2 \cdot u_p \cdot \eta_{\theta} \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (4.29)$$

где  $u_p = 355$  - передаточное число механизма (редуктора);

$z$  - то же, что и в формуле (4.23);

$\eta_{\theta}, \eta_{\text{пр}}$  - то же, что и в формуле (4.20).

$D_0$  - то же, что и в формуле (4.21).

$$M_C = \frac{133000 \cdot 2 \cdot 0,931}{2 \cdot 355 \cdot 0,98 \cdot 0,85} = 418,7 \text{ Нм.}$$

Номинальный момент, передаваемый муфтой, принимается равным моменту статических сопротивлений

$$M_M^{\text{НОМ}} = M_C = 418,7 \text{ Н·м.}$$

Расчетный момент для выбора соединительных муфт по [4, с.41]:

$$M_M = M_M^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (4.30)$$

где  $k_1 = 1,3$  - коэффициент учитывающий степень ответственности механизма;

$k_2 = 1,1$  - коэффициент учитывающий группу классификации механизма;

$M_M^{\text{НОМ}} = 418,7$  - номинальный момент, передаваемый муфтой, Н·м.

$$M_M = 418,7 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 598,7 \text{ Нм.}$$

Конструктивно принимаем муфту МЗ-5-Н50 по [7, с.370] с номинальным крутящим моментом  $T_M = 8000$  Нм, частотой вращения  $n = 2800$  об/мин, массой  $m = 61$  кг. Конструктивная схема муфты МЗ-5 изображена на рисунке 4.7.

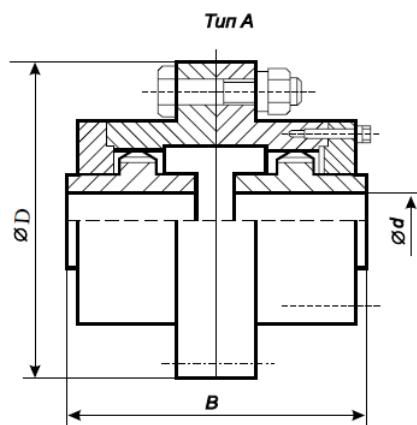


Рисунок 4.7 – Конструктивная схема муфты МЗ-5

Основные параметры и размеры приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Основные параметры и размеры муфты МЗ-5

Типоразмер муфты	Крутящий момент, Н·м	Основные размеры, мм				Частота вращения, об/мин, не более
		d	d <sub>max</sub>	B	D	
МЗ-5-Н50	8000	50	90	235	290	2800

#### 4.1.9 Расчет и выбор тормоза

Момент статического сопротивления на валу тормоза при торможении механизма по [2, с.89]:

$$M_C^T = \frac{(Q + m_{к.п.} + m_k) \cdot g \cdot D_0 \cdot \eta_m}{2 \cdot U_P \cdot U_n}, \quad (4.31)$$

где  $Q$ ,  $m_{к.п.}$ ,  $m_k$ ,  $g$ ,  $\eta$  - то же, что и в формуле (4.19);

$D_0$  - то же, что и в формуле (4.21);

$\eta_m = 0,83$  - КПД на участке от груза до тормоза;

$U_P$  - то же что, и в формуле (4.29).

$U_n = 4$  - кратность полиспаста,

$$M_C^T = \frac{(100000 + 4573 + 635) \cdot 9,81 \cdot 0,931 \cdot 0,83}{2 \cdot 4 \cdot 355} = 280,8 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент по [1]:

$$M_T \geq M_C^T \cdot k_T, \quad (4.32)$$

где  $k_T = 1,5$  - коэффициент запаса торможения [1];

$M_C^T = 280,8$  - момент статического сопротивления на валу тормоза при торможении механизма, Н·м.

$$M_T \geq 280,8 \cdot 1,5 = 421,2 \text{ Н·м.}$$

По табл. III.5.14. [4, с.342] выбираем тормоз ТКГ-300 с тормозным моментом 800 Н·м, диаметром тормозного шкива  $D_T = 300$  мм. Тормоз необходимо отрегулировать на тормозной момент  $M_T = 700$  Н·м для выполнения условия (4.34). Конструктивная схема тормоза ТКГ представлена на рисунке 4.8.

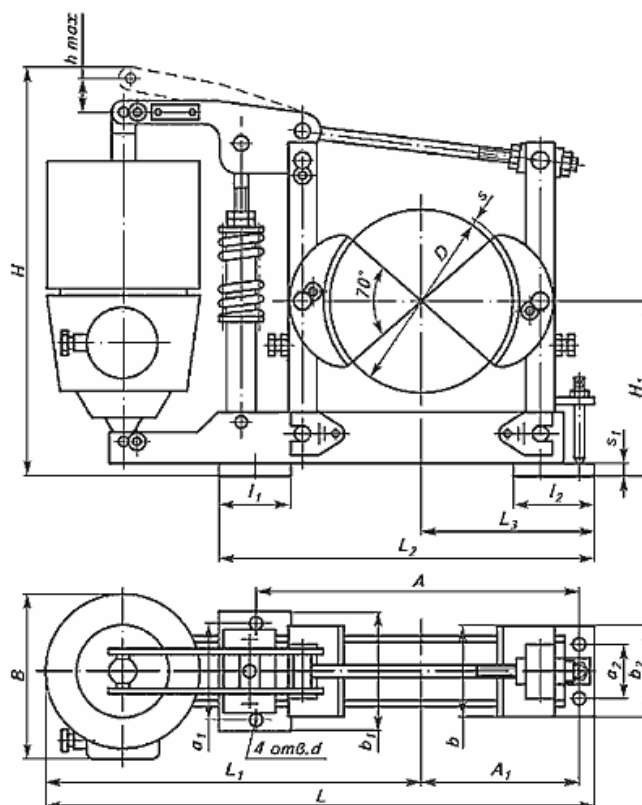


Рисунок 4.8 – Конструктивная схема тормоза ТКГ-300

Основные размеры тормоза ТКГ-300 представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 - Тормоз ТКГ-300. Основные размеры, мм

Типоразмер тормоза	Размеры, мм						
	L	H	B	A <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	D	H <sub>1</sub>
ТКГ-300	735	550	227	235	140	300	240



#### 4.1.10 Определение параметров неустановившегося движения

Фактическое время пуска при подъеме груза по [4, с.29]:

$$t_{II} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (M_{CP.II} - M_C)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot v_G^{\phi^2}}{n \cdot (M_{CP.II} - M_C) \cdot \eta}, \quad (4.33)$$

где  $\delta = 1,1$  - коэффициент учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора электродвигателя и муфты);

$I$  - сумма моментов инерции ротора электродвигателя  $I_P$  и муфты  $I_M$ , кг·м<sup>2</sup>;

$M_{CP.II}$  - средний пусковой момент электродвигателя, Н·м;

$v_G^{\phi} = 0,0337$  - фактическая скорость подъема груза, м/с;

$n = 986$  - частота вращения двигателя, об/мин;

$M_C = 418,7$  - момент статического сопротивления на валу электродвигателя, Н·м;

$Q$  - то же, что и в формуле (4.1);

$\eta = 0,83$  - КПД на участке от груза до тормоза.

Сумма моментов инерции ротора электродвигателя и муфты:

$$I = I_P + I_M, \quad (4.34)$$

где  $I_M = 2,21$  - момент инерции муфты кг·м<sup>2</sup>;

$I_P = 1,01$  - момент инерции ротора электродвигателя, кг·м<sup>2</sup>.

$$I = 1,01 + 2,21 = 3,22 \text{ кг·м}^2.$$

Для двигателей трехфазного тока с короткозамкнутым ротором по [4, с.36]:

$$M_{CP.II} = 0,85^2 \cdot \frac{\psi_{\max} + \psi_n}{2} \cdot M_H, \quad (4.35)$$

где  $\psi_{\max} = 3$  - кратность максимального момента электродвигателя;

$\psi_n = 1,9$  - кратность пускового момента электродвигателя;

$M_H = 436$  - номинальный момент электродвигателя, Нм.

$$M_{CP.II} = 0,85^2 \cdot \frac{3 + 1,9}{2} \cdot 436 = 771,7 \text{ Нм.}$$

Подставив значения в формулу (4.33), получим:

$$t_{II} = \frac{1,1 \cdot 3,22 \cdot 986}{9,55 \cdot (771,7 - 418)} + \frac{9,55 \cdot 100000 \cdot 0,0337^2}{960 \cdot (437,6 - 331,6) \cdot 0,85} = 1,13 \text{ с.}$$

Фактическое время пуска при подъеме груза  $t_{II} = 1,13 \text{ с}$  входит в промежуток  $1 \div 2 \text{ с}$ , что соответствует рекомендациям таблицы 1.19 [4, с.28].

Ускорение при пуске по [4, с.31]:

$$a = \frac{v_{\Gamma}^{\phi}}{t_{II}}, \quad (4.36)$$

где  $t_{II} = 1,13$  - фактическое время пуска при подъеме груза, с;

$v_{\Gamma}^{\phi}$  - то же, что и в формуле (4.33).

$$a = \frac{0,0337}{1,13} = 0,029 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение при пуске  $a = 0,029 \text{ м/с}^2$  не превышает наибольшее допускаемое ускорение  $[a] = 0,2$ , данное в таблице 1.25 [4, с.32]. Условие  $a < [a]$  выполняется.

Максимальное время торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза одинаковы, согласно [4, с.30]:

$$t_T^{\max} = \frac{S}{0,5 \cdot v_z^{\phi}}, \quad (4.37)$$

где  $S$  - наибольшая допускаемая длина пути торможения механизма подъема груза, м;

$v_z^{\phi}$  - то же, что и в формуле (4.33).

Для группы классификации М4 (легкого режима работы) находим наибольшую допускаемую длину пути торможения механизма подъема груза по табл. 1.22 [4, с.31]:

$$S = \frac{v_{\Gamma}^{\phi}}{2}, \quad (4.38)$$

где  $v_z^{\phi}$  - то же, что в формуле (4.33).

$$S = \frac{0,0337}{2} = 0,0168 \text{ м.}$$

Подставив значения в формулу (4.37), получим:

$$t_T^{\max} = \frac{0,0168}{0,5 \cdot 0,0337} = 1,01 \text{ с.}$$

Время торможения при опускании груза (при подъеме груза это время будет меньше, так как в этом случае момент от веса груза и тормозной момент действуют в одном направлении) должно удовлетворять условию по [4, с.30]:

$$t_T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (T_T - T_C^T)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot v_r^{\phi^2} \cdot \eta}{n \cdot (T_T - T_C^T)} \leq t_T^{\max}, \quad (4.39)$$

где  $\delta$ ,  $n$ ,  $Q$ ,  $v_r^{\phi}$ ,  $\eta$  - то же, что и в формуле (4.33);

$I = 3,22$  - момент инерции вращающихся масс привода,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$T_T = 700$  - тормозной момент, на который необходимо отрегулировать тормоз, Нм;

$T_C^T = 280,8$  - момент статического сопротивления на валу тормоза при торможении механизма, Нм.

$$t_T = \frac{1,1 \cdot 3,22 \cdot 986}{9,55 \cdot (700 - 280,8)} + \frac{9,55 \cdot 100000 \cdot 0,0337^2 \cdot 0,83}{n \cdot (700 - 280,8)} = 0,872 \text{ с.}$$

Время торможения при опускании груза  $t_T = 0,872 \text{ с}$  не превышает максимального времени торможения  $t_T^{\max} = 1,01 \text{ с}$ . Условие  $t_T \leq t_T^{\max}$  выполняется.

Замедление при торможении по [4, с.31]:

$$a_T = \frac{v_r^{\phi}}{t_T}, \quad (4.40)$$

где  $v_r^{\phi}$  - то же, что и в формуле (4.33);

$t_T = 0,872$  - время торможения при опускании груза, с.

$$a_T = \frac{0,0337}{0,872} = 0,038 \text{ м/с}^2.$$

Замедление при торможении  $a_T = 0,038 \text{ м/с}^2$  не превышает наибольшее допускаемое замедление  $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$ , данное в табл. 1.25 [4, с.32]. Условие  $a_T \leq [a]$  выполняется.

#### 4.1.11 Выбор частотного преобразователя механизма подъема

Выбор частотных преобразователей необходимо производить в соответствии с номинальной мощностью, номинальным током подключаемого к нему электродвигателя и параметрами питающей сети.

В соответствии с этими параметрами подбираем по каталогу [8, с.36] частотный преобразователь фирмы Delta Electronics типа VFD450-V43A. Частотный преобразователь данного типа имеет параметры, представленные в таблице 4.6.

Выбранный частотный преобразователь оборудован встроенным программируемым логическим контроллером – PLC и имеет возможность работы с цифровым датчиком скорости – инкрементальным энкодером.

Таблица 4.6 - Параметры частотного преобразователя

Тип преобразователя	Ном. мощность двигателя $P_H$ , кВт	Номинальный выходной ток, А	Диапазон регулировки, Гц	Параметры питающей сети	Габариты (ширина/высота/глубина), мм	Диапазон рабочих температур, °С
VFD450-V43A	45	91	От 0,1 до 400	3×(380-460)В ±10%, частотой 50/60 Гц ±5%	370×589×260	от -10 до +50

Частотный преобразователь имеет диапазон рабочих температур от -10 до + 50 °С, а по условиям эксплуатации крановая установка должна быть изготовлена для эксплуатации при температурах от -40 до +40 °С. В связи с этим шкаф управления, где будет установлен частотный преобразователь, необходимо оборудовать системой поддержания микроклимата, которая будет поддерживать температуру внутри шкафа в пределах, приемлемых для работы частотного преобразователя.

#### 4.1.12 Выбор датчика скорости вращения двигателя

Для измерения скорости вращения вала электродвигателя механизм подъема должен оборудоваться инкрементальным энкодером (датчиком скорости), устанавливаемым на нерабочий вал электродвигателя. Датчик скорости считывает информацию о вращении путем преобразования количества полученных импульсов за 1 оборот в цифровой сигнал и передает его на программируемый логический контроллер. Таким образом обеспечивается обратная связь с двигателем и достигается более точная регулировка скорости подъема груза механизма подъема.

Выбираем из каталога [6, с. 29] инкрементальный энкодер Liene Linde типа 861 с максимальной скоростью вращения  $n_s = 4000$  об/мин, диапазоном рабочих температур от  $-40$  до  $+80^\circ\text{C}$ . Схема энкодера с габаритными размерами представлена на рисунке 4.9.

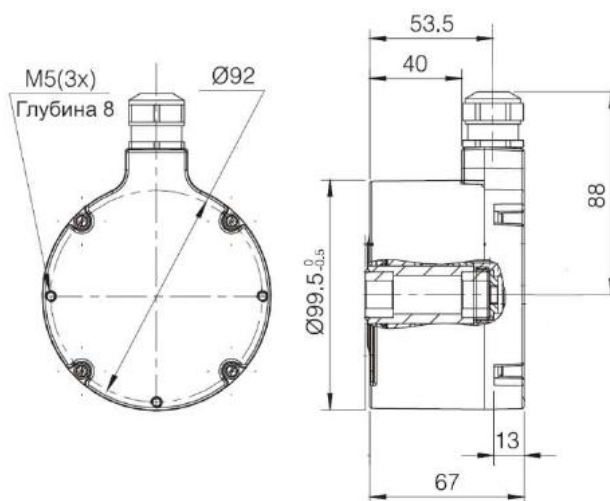


Рисунок 4.9 – Габаритная схема инкрементального энкодера типа

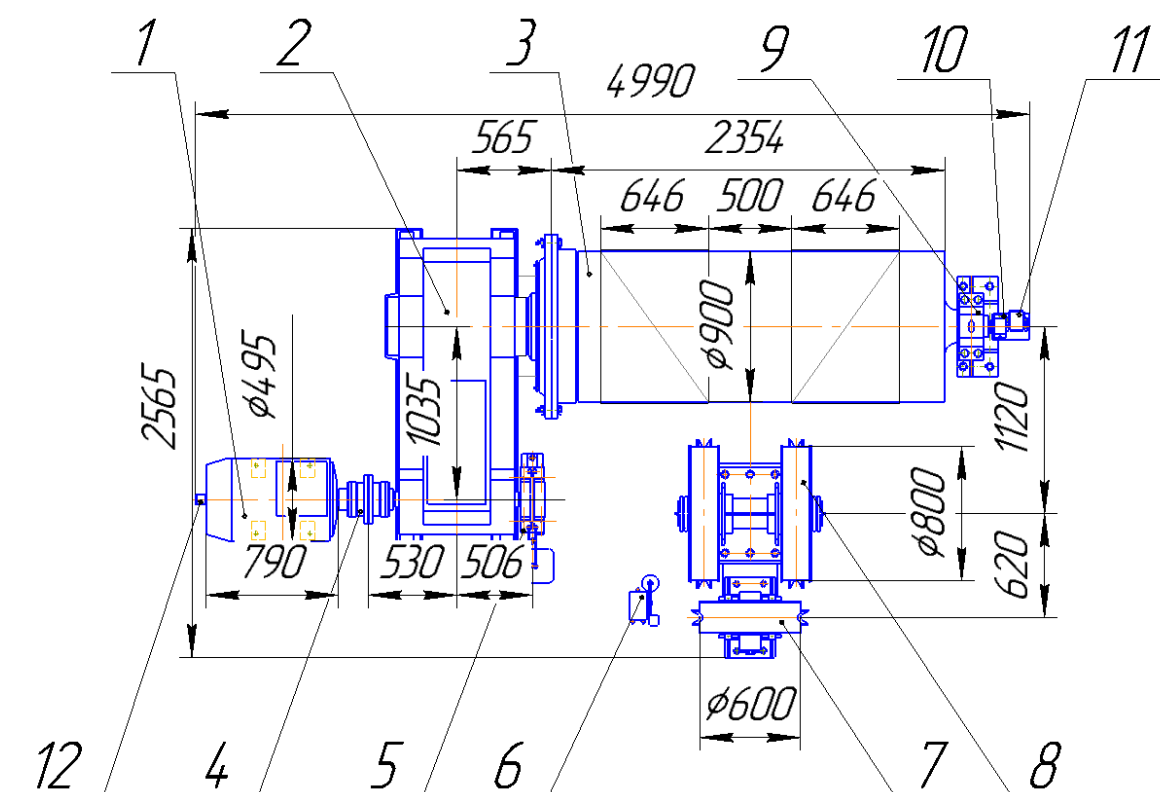
4.1.13 На основе рассчитанных параметров и выбранных элементов механизма подъема производим компоновку всех его составных частей, и изобразим их расположение. Компоновка механизма подъема представлена на рисунке 4.10 в масштабе 1:20.

Механизм подъема приводится в движение от электродвигателя с короткозамкнутым ротором 1, соединяемого с цилиндрическим четырехступенчатым редуктором 2 с помощью зубчатой муфты 4. На нерабочем валу двигателя имеется инкрементальный энкодер 12, служащий для измерения скорости вращения ротора двигателя и передачи сигнала на систему управления механизмом подъема. На тихоходный вал редуктора устанавливается колодочный электромагнитный тормоз 5. Барабан 3 с помощью зубчатой обоймы соединен с зубчатым венцом тихоходного вала редуктора 2 и опирается на двухрядные

сферические радиальные роликоподшипники, один из которых установлен в расточку зубчатого венца редуктора, а второй размещен в корпусе подшипниковой опоры барабана 9. На оси, опирающейся на подшипниковую опору, установлен абсолютный энкодер 10, который считывает информацию о оборотах барабана и подключается к концевому выключателю 11, в свою очередь отключающего привод при подходе подвески в крайнее рабочее положение (верхнее и нижнее). Канат, концы которого закреплены на барабане 3, сходит на крюковую подвеску, затем на верхние блоки 8 и на уравнительный блок 7, предназначенный для выравнивания напряжений и расхождения нагрузок, создаваемых канатами, свиваемыми с двух сторон барабана.

В качестве оси уравнительного блока 7 устанавливается датчик ограничителя грузоподъемности (ОГП).

Механизм подъема дополнительно оснащен аварийным концевым выключателем 6 для отключения механизма подъема при подходе подвески в крайнее верхнее положение.



- 1 - Электродвигатель типа АМТК250S6; 2 - редуктор типа 7Ц4-1035; 3 - барабан; 4 – муфта зубчатая типа МЗ-5; 5 - тормоз колодочный типа ТКГ-300; 6 - резервный концевой выключатель; 7 - уравнительный блок; 8 - верхние блоки; 9 - подшипниковая опора; 10 - абсолютный энкодер; 11 - концевой выключатель; 12 - инкрементальный энкодер

Рис. 4.10 – Компоновка механизма подъема

## 4.2 Расчет механизма передвижения тележки

Расчет механизма передвижения тележки заключается в подборе и расчете ходовых колес, определении сопротивлений передвижению, выборе электродвигателей, редукторов, муфт и тормозов.

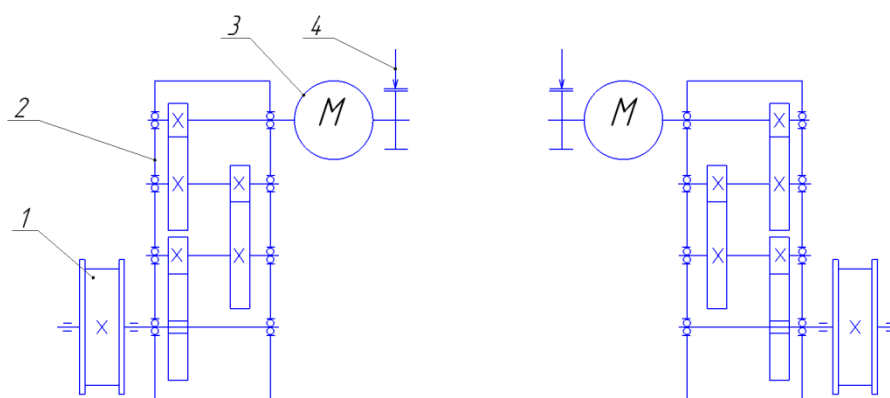
Исходные параметры, необходимые для выполнения расчета механизма передвижения тележки крановой установки представлены в таблице 4.7.

Табл. 4.7 – Исходные параметры

Параметр	Значение
Грузоподъемность $Q$ , т	100
Пролет крановой установки $L$ , м	6,95
Скорость передвижения тележки, м/с	0,262
Группа классификации механизма по ИСО 4301/1-86	M4
Группа классификации механизма по ГОСТ 25835-83	2М
Род тока, напряжение, В	Переменный, 380

### 4.2.1 Выбор кинематической схемы механизма передвижения

Выбранная кинематическая схема механизма передвижения тележки с отдельным приводом показана на рисунке 4.11. Механизм имеет привод к валу ходового колеса 1 от мотор-редуктора, имеющего в составе электродвигатель 3 с электромагнитным тормозом 4 и трехступенчатый пертикальный редуктор 2, посредством соединения его с полым валом с помощью шпоночного и болтового соединения.



1 – ходовое колесо; 2 – редуктор вертикальный; 3 – электродвигатель переменного тока; 4 – электромагнитный тормоз

Рисунок 4.11 – Кинематическая схема механизма передвижения тележки

#### 4.2.2 Выбор колес и колесных установок

Рассматриваемая крановая установка оснащена четырьмя ребордными ходовыми колесами, установленные на угловых буксах в концевые балки рамы тележки.

Типоразмер колес определяется их диаметром, который выбирается в зависимости от максимальной статической нагрузки, приходящейся на одно колесо в соответствии:

$$P_{ст\max} \leq [P_{k\max}], \quad (4.41)$$

где  $P_{ст.\max}$  – максимальная статическая нагрузка на одно колесо, кН;  
 $[P_{k\max}]$  –допускаемая нагрузка на одно колесо, кН.

$P_{ст\max}$  определяется из условия того, что нагрузка на ходовые колеса от веса поднимаемого груза, веса тележки, а также узлов и агрегатов, смонтированных на ней, распределяется равномерно на все опоры [2, с.90]:

$$P_{ст\max} = K_H \frac{G_{gp} + G_m}{n_{кол}}, \quad (4.42)$$

где  $K_H = 1,1$  – коэффициент неравномерности;  
 $G_{gp} = 981$  – номинальный вес груза, поднимаемый краном, кН;  
 $G_m = 343,3$  - вес тележки в соответствии с легким режимом работы и по табл. 4.7 [8, с.43], кН;  
 $n_{кол} = 4$  – количество ходовых колес,

$$P_{ст\max} = 1,1 \cdot \frac{981 + 343,3}{4} = 364,2 \text{ кН.}$$

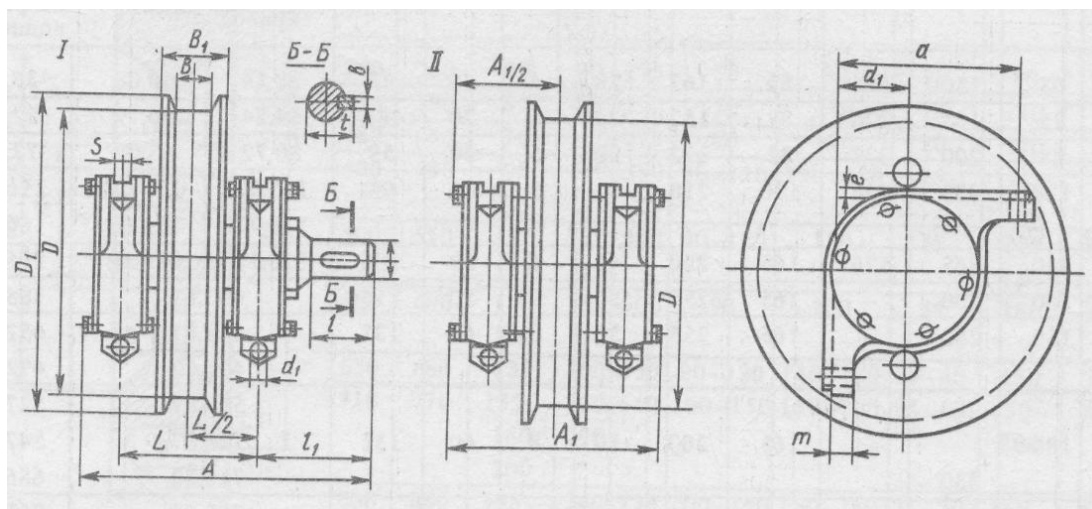
Согласно рекомендациям таблицы 1 [9, с.3], при данной максимальной статической нагрузке должно быть выбрано колесо диаметром  $D = 710$  мм, изготовленное по ГОСТ 3569-74. Но, так как крановая установка уже оборудована колесами диаметром  $D = 560$  мм в соответствии с легким режимом работы, принимаем колеса и их установки с данным диаметром разработки Сиб-Тяжмаш. Схемы колесных установок на угловых буксах типа К2РП (приводные) и К2РН (неприводные) представлены на рисунке 4.12. На рисунке 4.13 представлена схема колеса К2Р.

В соответствии с ГОСТ 28648-90 допускается пропорциональное увеличение размеров ширины поверхности катания и общей ширины колеса.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Запишем основные размеры колесных установок в таблицу 4.8. В таблицу 4.9 запишем размеры ступицы, диска и обода колеса.



I – приводные колеса; II – не приводные колеса

Рисунок 4.12 – Схемы колесных установок на угловых буксах

Таблица 4.8 - Размеры крановых колес на угловых буксах

Тип колесной установки	$D$ , мм	$D_1$ , мм	$S$ , мм	$d_1$ , мм	$b$ , мм	$L/2$ , мм	$B$ , мм	$B_1$ , мм	$A$ , мм	$A_1$ , мм	$L$ , мм	$t$ , мм	$a$ , мм
К2РП	560	630	60	175	25	292	130	190	847	484	330	40	385

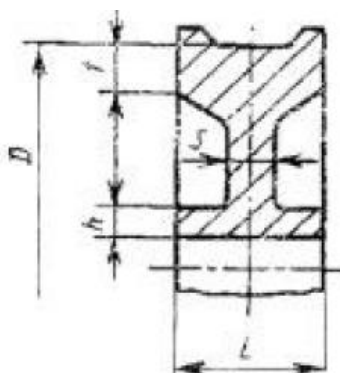


Рисунок 4.13 – Схема колеса К2Р

Таблица 4.9 - Размеры ступицы, диска и обода колеса

Тип колеса	$D$ , мм	$S$ , мм	$h$ , мм	$t$ , мм	$L$ , мм
К2Р	560	90	45	45	190

Форма поверхности катания цилиндрическая. Тип подшипников – роликовые радиально-сферические двухрядные.

#### 4.2.3 Выбор подтележного рельса

В качестве подтележных рельсов можно использовать рельсы с выпуклой головкой (КР). В соответствии с рекомендациями таблицы 1 [9, с.3] колесу  $D=560\text{ мм}$  соответствует типоразмер рельса КР70, КР80 ГОСТ 4121-76. Но, в соответствии с унификацией установленного оборудования крановой установки примем типоразмер рельса КР100 ГОСТ 4121-96. Поперечное сечение рельса представлено на рисунке 4.14. Основные размеры указаны в таблице 4.10.

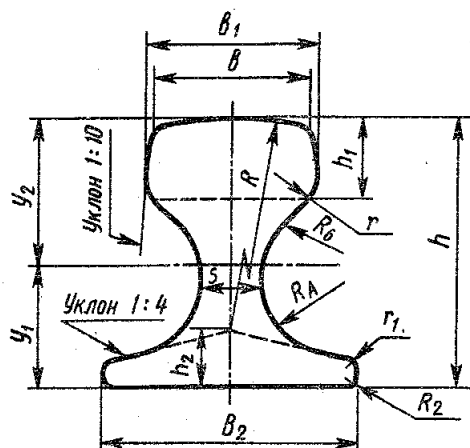


Рисунок 4.14 – Поперечное сечение рельса типа КР70

Таблица 4.10 - Основные размеры рельса КР100, мм

Тип рельса	b	b <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	h	S	R	R <sub>A</sub>	R <sub>B</sub>
КР100	100	108	150	150	34	450	35	35

#### 4.2.4 Определение сопротивления передвижению тележки

Определим массу тележки мостового крана по [4, с.13]:

$$m = 0,4 \cdot Q, \quad (4.43)$$

где  $Q=100000$  – грузоподъемность крана, кг,

$$m = 0,4 \cdot 100000 = 40000 \text{ кг.}$$

Так как крановая установка работает в легком режиме, примем массу тележки  $m = 35000$  кг.

Полное статическое сопротивление передвижению тележки крановой установки:

$$F_{пер} = F_{мп} + F_y + F_{\epsilon}, \quad (4.44)$$

где  $F_{мп}$  - сопротивление, создаваемое силами трения, кН;

$F_y$  - сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути, кН;

$F_{\epsilon}$  - сопротивление, создаваемое ветром, кН,

Сопротивление передвижению тележки, создаваемое силами трения с номинальным грузом, приведенное к ободу ходового колеса:

$$F_{мп} = k_p (m + Q) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_k + 2\mu}{D_k}, \quad (4.45)$$

где  $Q$  - то же, что в формуле (4.43);

$m=35000$  – масса тележки, кг;

$\mu=0,0007$  – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам с плоской головкой по табл. 1.28 [4, с.33], м;

$f=0,015$  - коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес (подшипники роликовые) по [4, с.33];

$D_k = 560$  – диаметр ходового колеса, мм

$d_k$  – диаметр цапфы вала (оси) ходового колеса: для подшипников качения, м;

$k_p=2,2$  – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса по табл. 9.2 [2, с.93].

Диаметр цапфы вала ходового колеса [4, с.33]:

$$d_k = (0,2...0,25) \cdot D_k, \quad (4.46)$$

где  $D_k$  - то же, что и в формуле (4.45),

$$d_k = (0,2...0,25) \cdot 0,56 = 0,112...0,14 \text{ м.}$$

Примем  $d_k = 0,13$  м.

Подставив значения в формулу (4.45), получим:

$$F_{mp} = k_p (35000 + 100000) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,13 + 2 \cdot 0,0007}{0,56} = 11883,6 \text{ Н.}$$

Сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути [2, с.93]:

$$F_y = \beta \cdot (G_m + G_{ep}), \quad (4.47)$$

где  $G_m = 343350$  - вес тележки, Н;

$G_{ep} = 981000$  - вес номинального груза, Н;

$\beta = 0,002$  - коэффициент уклона для тележки [2, с.93],

$$F_y = 0,002 \cdot (343350 + 981000) = 2640 \text{ Н.}$$

Сопротивление передвижению, создаваемое ветром в рабочем состоянии [10, с.2]:

$$F_6 = p \cdot A, \quad (4.48)$$

где  $p$  - распределенная ветровая нагрузка, Па;

$A$  - расчетная наветренная площадь,  $\text{м}^2$ .

Расчетная наветренная площадь складывается из двух составляющих:

$$A = A_1 + A_2, \quad (4.49)$$

где  $A_1 = 25$  - расчетная площадь наветренной поверхности тележки,  $\text{м}^2$ ;

$A_2 = 36$  - площадь наветренной поверхности груза по [10, с.12],  $\text{м}^2$ ,

$$A = 25 + 36 = 61 \text{ м}^2.$$

Распределенная ветровая нагрузка:

$$p = q \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot c \cdot n, \quad (4.50)$$

где  $q = 250$  - динамическое давление ветра для кранов всех типов, установленных в речных и морских портах [10, с.3];

$k_1 = 1,175$  - коэффициент, учитывающий изменения динамического давления по высоте, принятый путем линейной интерполяции данных таблицы 1 [10, с.2] при высоте тележки над уровнем пола 17 м.

$k_2 = 1$  - коэффициент для груза, принятый путем линейной интерполяции данных таблицы 1 [10, с.2] при высоте поднятого груза в крайнем верхнем положении 10 м.

$c = 1,2$  - коэффициент аэродинамической силы по [10, с.3];

$n = 1$  - коэффициент перегрузки,

$$p = 250 \cdot 1,175 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 352,5 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.42) получим:

$$F_g = 352,5 \cdot 61 = 21502 \text{ Н.}$$

С учетом рекомендации пункта 6.5 [10, с.3], сопротивление передвижению, создаваемое ветром будет равно:

$$F_g = 0,7 \cdot 21502,5 = 15051,75 \text{ Н.}$$

Подставив значения действующих на тележку сопротивлений в формулу (4.44), получим:

$$F_{пер} = 11883,6 + 2640 + 15051,75 = 29575,3 \text{ Н.}$$

#### 4.2.5 Расчет и выбор мотор-редуктора

Статическая мощность мотор-редуктора [5, с.123]:

$$N_c = \frac{F_{пер} v_m}{10^3 \eta \cdot t}, \quad (4.51)$$

где  $v_t = 0,26$  - скорость передвижения тележки, м/с;

$\eta = 0,9$  - КПД механизма по [4, с.23];

$F_{пер} = 29575,3$  - сопротивление передвижению тележки, Н,

$$N_c = \frac{29575,3 \cdot 0,26}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 2} = 4,27 \text{ кВт.}$$

$$n_k = \frac{60 \cdot \nu_m}{\pi \cdot D_k}, \quad (4.52)$$

$D_k$  - то же, что в формуле (4.45),

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,26}{3,14 \cdot 0,56} = 8,87 \text{ об/мин.}$$

Найдем требуемое передаточное число привода [4, с.65]:

$$i = \frac{n}{n_k}, \quad (4.53)$$

$$n_k = 8,87 \text{ - частота вращения ходового колеса, об/мин.}$$

$$i = \frac{1500}{8,87} = 162,9.$$

Табл. 4.11 – Основные габаритные размеры мотор-редуктора типа 6МЦЗВ-107ES

Тип мотор- редуктора	Размеры, мм												
	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	A <sub>0</sub>	A <sub>2</sub>	h <sub>1</sub>	h	d	H	B <sub>0</sub>	B	f	S	k
6МЦЗВ-107ES	556	312	220	260	332,4	200	90m6	717	460	450	400	125	60

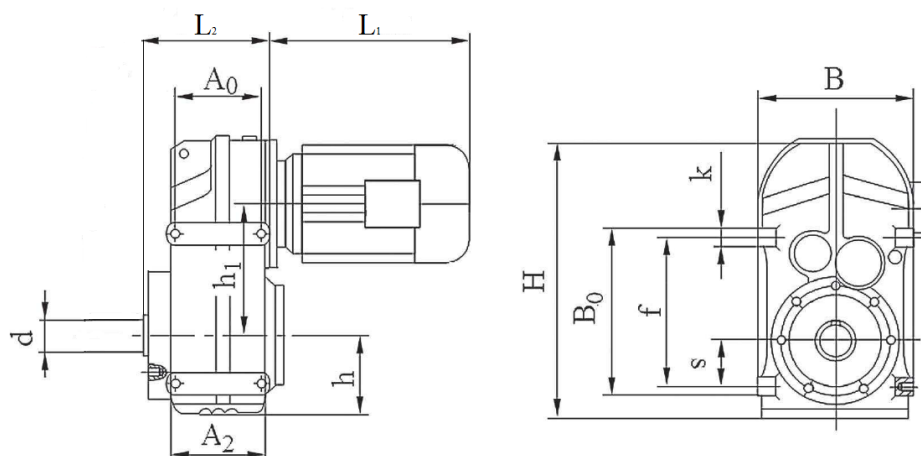


Рис. 4.15 – Конструктивная схема мотор-редуктора типа 6МЦ3В-107ES

Фактическая скорость передвижения тележки:

$$v_{пер}^{\phi} = v_{пер} \frac{i}{i_p}, \quad (4.54)$$

где  $i=162,9$  - требуемое передаточное число привода;  
 $i_p=161,28$  – передаточное число мотор-редуктора,

$$v_{пер}^{\phi} = 0,26 \cdot \frac{162,9}{161,28} = 0,262 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость передвижения  $v_{пер}^{\phi} = 0,262 \text{ м/с}$  отличается от заданного значения  $v_m = 0,26 \text{ м/с}$  на 0,76%, что допустимо.

#### 4.2.6 Расчет параметров неустановившегося движения и вычисление коэффициента запаса сцепления

Максимально допустимое ускорение тележки при пуске:

$$a_{\max} = \left\{ \left[ \frac{z_{пр}}{z} \cdot \left( \frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) - (2\mu + f \cdot d_k) \cdot \frac{k_p}{D_k} \right] - \frac{F_{\text{с}}}{m_m \cdot g} \right\} \cdot g, \quad (4.55)$$

где  $z=4$  – общее число ходовых колес;  
 $z_{пр}=2$  - число приводных колес;  
 $\varphi=0,12$  – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами по [4, с.33];  
 $k_{\varphi}=1,2$  – коэффициент запаса сцепления [4, с.32];  
 $f=0,015$  – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса;  
 $d_k=0,13$  – диаметр цапфы вала, м;

$k_p=1,5$  – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса по [4, с.23];

$\mu=0,0007$  – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам, м;

$D_k=0,56$  – диаметр ходового колеса, м;

$m_m = 35000$  - масса тележки, кг;

$F_e = 15051,75$  - ветровая нагрузка на тележку в рабочем состоянии, Н,

$$a_{\max} = \left\{ \left[ \frac{2}{4} \cdot \left( \frac{0,12}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 0,13}{0,56} \right) - (2 \cdot 0,0007 + 0,015 \cdot 0,56) \cdot \frac{1,5}{0,56} \right] - \frac{15051,75}{35 \cdot 9,81} \right\} \cdot 9,81;$$

$$a_{\max} = 0,172 \text{ м/с}^2.$$

Наименьшее допускаемое время пуска:

$$t_{\text{дон}} = \frac{v_{\text{неp}}^{\phi}}{a_{\max}}, \quad (4.56)$$

где  $v_{\text{неp}}^{\phi}=0,262$  – фактическая скорость передвижения крана, м/с;

$a_{\max}=0,172$  - максимально допустимое ускорение крана при пуске, м/с<sup>2</sup>,

$$t_{\text{дон}} = \frac{0,262}{0,172} = 1,52 \text{ с.}$$

Полученное значение допускаемого времени пуска согласуется с рекомендациями таблицы 1.19 [4, с.28].

Средний пусковой момент электродвигателя с короткозамкнутым ротором в составе мотор-редуктора:

$$M_{\text{ср.п.}} = 0,85^2 \frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2} \cdot M_{\text{ном}}, \quad (4.57)$$

где  $\psi_{\max}=2,5$  – максимальная кратность пускового момента электродвигателя;

$\psi_{\text{п}}=2$  - кратность пускового момента электродвигателя;

$M_{\text{ном}} = 36,7 \text{ Нм,}$

$$M_{\text{ср.п.}} = 0,85^2 \frac{2,5 + 2}{2} \cdot 36,7 = 59,6 \text{ Нм.}$$



Момент статических сопротивлений при работе крана без груза [4, с.23]:

$$M_c = \frac{F'_{пер} \cdot D_k}{2 \cdot i_p \cdot \eta}, \quad (4.58)$$

где  $F'_{пер}$  - сопротивление передвижению тележки без груза, Н;  
 $D_k = 0,56$  – диаметр ходового колеса, м;  
 $\eta = 0,9$  КПД механизма;  
 $i_p = 161,28$  – передаточное число редуктора.

Найдем сопротивление передвижению тележки без груза:

$$F_{пер}^{\delta/\epsilon} = F_{тр}^{\delta/\epsilon} + F_y^{\delta/\epsilon} + F_6^{\delta/\epsilon}, \quad (4.59)$$

где  $F_{тр}^{\delta/\epsilon}$  - сопротивление, создаваемое силами трения при движении тележки без груза, Н;

$F_y^{\delta/\epsilon}$  - сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути при движении тележки без груза, Н;

$F_6^{\delta/\epsilon}$  – сопротивление передвижению тележки без груза, создаваемое ветром, Н.

Сопротивление передвижению тележки, создаваемое силами трения при движении тележки без груза, приведенное к ободу ходового колеса:

$$F_{тр}^{\delta/\epsilon} = k_p \cdot m \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_k + 2 \cdot \mu}{D_k}, \quad (4.60)$$

где  $m, \mu, f, D_k, d_k, k_p$  – то же, что и в формуле (4.45),

$$F_{тр}^{\delta/\epsilon} = 1,5 \cdot 35000 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,13 + 2 \cdot 0,0007}{0,56} = 3080 \text{ Н.}$$

Сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути при движении тележки без груза [2, с.93]:

$$F_y^{\delta/\epsilon} = \beta \cdot G_m, \quad (4.61)$$

где  $G_m, \beta$  - то же, что и в формуле (4.47).

$$F_y = 0,002 \cdot 343350 = 686 \text{ Н.}$$

Сопротивление передвижению, создаваемое ветром в рабочем состоянии [10, с.2]:

$$F_{\delta/\delta}^{\delta/\delta} = p \cdot A, \quad (4.62)$$

где  $p$  - распределенная ветровая нагрузка, Па;  
 $A = 25$  - расчетная наветренная площадь тележки без груза, м<sup>2</sup>.

Распределенная ветровая нагрузка:

$$p = q \cdot k \cdot c \cdot n, \quad (4.63)$$

где  $q, c, n$  - то же, что и в формуле (4.51);  
 $k = 1,175$  - коэффициент, учитывающий изменения динамического давления по высоте, принятый путем линейной интерполяции данных таблицы 1 [10, с.2] при высоте тележки над уровнем пола 17 м,

$$p = 250 \cdot 1,175 \cdot 1,2 \cdot 1 = 352,5 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.62) получим:

$$F_{\delta/\delta}^{\delta/\delta} = 352,5 \cdot 25 = 8812,5 \text{ Н.}$$

С учетом рекомендации пункта 6.5 [10, с.3], сопротивление передвижению, создаваемое ветром будет равно:

$$F_{\delta/\delta}^{\delta/\delta} = 0,7 \cdot 8812,5 = 6168,75 \text{ Н.}$$

Подставив значения действующих на тележку сопротивлений в формулу (4.47), получим:

$$F_{\text{пер}}^{\delta/\delta} = 3080 + 686 + 6168,75 = 9934,75 \text{ Н.}$$

Подставляя значения в формулу (4.58), получим:

$$M_c = \frac{9934,75 \cdot 0,56}{2 \cdot 161,28 \cdot 0,9} = 19,2 \text{ Нм.}$$

Проверяем фактический запас сцепления [4, с.68]:

$$k_{\varphi}^{\phi} = \frac{F_{np} \cdot \varphi}{F'_{nep} + m \cdot g \cdot \left( \frac{a}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_k}{D_k} \right)} \geq 1,2, \quad (4.64)$$

где  $F_{np}$  – суммарное давление приводных колес на рельс, Н;  
 $F'_{nep} = 9934,75$  – полное сопротивление передвижению без груза, Н;  
 $\varphi=0,12$  – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами;  
 $z=4$  – общее число ходовых колес;  
 $z_{np}=2$  – число приводных колес;  
 $d_k=0,13$  – диаметр цапфы вала, м;  
 $D_k=0,56$  – диаметр ходового колеса, м;  
 $a$  – фактическое ускорение тележки без груза, м/с<sup>2</sup>;  
 $f=0,015$  – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса;  
 $m$  – то же, что и в формуле (4.48).

Найдем суммарное давление приводных колес на рельс:

$$F_{np} = m \cdot \frac{z_{np}}{z} g, \quad (4.65)$$

где  $z=4$  – общее число ходовых колес;  
 $z_{np}=2$  – число приводных колес;  
 $m=35000$  – масса тележки, кг,

$$F_{np} = 35000 \cdot \frac{2}{4} \cdot 9,81 = 171675 \text{ Н.}$$

Фактическое ускорение тележки без груза:

$$a = \frac{v_{nep}^{\phi}}{t_n^{\phi}} < a_{\max}, \quad (4.66)$$

где  $v_{nep}^{\phi}=0,262$  – фактическая скорость передвижения тележки, м/с;  
 $t_n^{\phi}$  – фактическое время пуска механизма без груза, с;  
 $a_{\max}=0,176$  – максимально допустимое ускорение крана, м/с<sup>2</sup>.

Фактическое время пуска механизма передвижения тележки без груза:

$$t_{II}^{\phi} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (M_{ср.п.} - M_c)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{\phi}^2}{n \cdot (M_{ср.п.} - M_c) \cdot \eta} \geq t_{дон}, \quad (4.67)$$

где  $\delta=1,2$  – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфт) по [4, с.25];

$I$  – суммарный момент инерции вращающихся масс, кгм<sup>2</sup>;

$n=1445$  – число оборотов электродвигателя, об/мин;

$M_{ср.п.}=59,6$  – средний пусковой момент электродвигателя, Нм;

$M_c=19,2$  – момент статических сопротивлений при работе крана без груза, Нм;

$m=35000$  – масса тележки, кг;

$v_{\phi}=0,262$  – фактическая скорость передвижения крана, м/с;

$\eta=0,9$  КПД механизма.

Суммарный момент инерции вращающихся масс:

$$I = 2I_p, \quad (4.68)$$

где  $I_p=0,015$  – момент инерции ротора электродвигателя, кг·м<sup>2</sup>,

$$I = 2 \cdot 0,015 = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Подставляя значения в формулу (4.67) получим значение фактического времени пуска:

$$t_{II}^{\phi} = \frac{1,2 \cdot 0,03 \cdot 1445}{9,55 \cdot (59,6 - 19,2)} + \frac{9,55 \cdot 35000 \cdot 0,262^2}{1445 \cdot (59,6 - 19,2) \cdot 0,9} = 1,8 \text{ с.}$$

Значение фактического времени пуска механизма передвижения тележки  $t_{II}^{\phi}=1,8$  с больше, чем значение допускаемого времени пуска  $t_{дон}=1,52$  с, следовательно, условие  $t_{II}^{\phi} > t_{дон}$  выполняется и согласуется с данными табл. 1.19 [4, с.28].

Подставив значение фактического времени пуска в формулу (4.66), получим фактическое ускорение тележки без груза:

$$a = \frac{0,262}{1,8} = 0,145 \text{ м/с}^2.$$

Значение фактического ускорения тележки во время разгона без груза  $a = 0,145 \text{ м/с}^2$  меньше, чем значение максимально допустимого  $a_{\max} = 0,172 \text{ м/с}^2$ , следовательно, условие  $a \leq a_{\max}$  выполняется.

Тогда, подставив полученные значения в формулу (4.64), получим значение фактического коэффициента запаса сцепления:

$$k_{\phi}^{\phi} = \frac{171675 \cdot 0,12}{9934,7 + 35000 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{0,145}{9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,13}{0,56} \right)} = 1,43 \geq 1,2.$$

Запас сцепления колес с рельсами обеспечен.

#### 4.2.7 Проверка тормозов на достаточность тормозного момента

Так как условие сцепления колес с рельсами выполняется, по рекомендациям [4, с.44] принимаем  $a_{\text{торм}} = a_{\max} = 0,145 \text{ м/с}^2$ .

Тогда время торможения крана без груза:

$$t_T = \frac{v_{\text{пер}}^{\phi}}{a_{\max}^T}, \quad (4.69)$$

где  $a_{\max}^T = 0,145$  - максимальное допустимое замедление крана при торможении,  $\text{м/с}^2$ ;

$v_{\text{пер}}^{\phi} = 0,262$  – фактическая скорость передвижения тележки,  $\text{м/с}$ ,

$$t_T = \frac{0,262}{0,145} = 1,8 \text{ с}.$$

Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана:

$$M_c^T = \frac{F_T \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot i_p}, \quad (4.70)$$

где  $F_T$  - сопротивление при торможении тележки без груза, Н;

$D_k, \eta, i_p$  – то же, что и в формуле (4.51).

Сопротивление при торможении тележки без груза:

$$F_T = F_{mp}^{\delta/\epsilon} - F_y^{\delta/\epsilon} - F_e^{\delta/\epsilon}, \quad (4.71)$$

где  $F_{mp}^{\delta/\epsilon} = 3080$  - сопротивление, создаваемое силами трения при движении тележки без груза, Н;

$F_y^{\delta/\epsilon} = 686$  - сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути при движении тележки без груза, Н;

$F_e^{\delta/\epsilon}$  - сопротивление передвижению тележки без груза, создаваемое ветром нерабочего состояния, Н.

Сопротивление передвижению тележки без груза, создаваемое ветром нерабочего состояния [10, с.2]:

$$F_e^{\delta/\epsilon} = p \cdot A, \quad (4.72)$$

где  $p$  - распределенная ветровая нагрузка, Па;

$A = 25$  - расчетная наветренная площадь тележки без груза, м<sup>2</sup>.

Распределенная ветровая нагрузка:

$$p = q \cdot k \cdot c \cdot n, \quad (4.73)$$

где  $c, n$  - то же, что и в формуле (4.44);

$k$  - то же, что и в формуле (4.56);

$q = 850$  - динамическое давление ветра для VI ветрового района, Па,

$$p = 850 \cdot 1,175 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1198,5 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.72) получим:

$$F_e^{\delta/\epsilon} = 1198,5 \cdot 25 = 29962,5 \text{ Н.}$$

С учетом рекомендаций пункта 6.5 [10, с.3], сопротивление передвижению, создаваемое ветром будет равно:

$$F_e^{\delta/\epsilon} = 0,7 \cdot 29962,5 = 20973,7 \text{ Н.}$$

Подставляя значения в формулу (4.64), получим сопротивление при торможении тележки без груза:

$$F_T = 3080 - 686 - 20973,7 = -18579,7 \text{ Н.}$$

Подставив полученное значение  $F_T$  в формулу (4.70), получим момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана:

$$M_c^T = \frac{(-18579) \cdot 0,56 \cdot 0,9}{2 \cdot 161,28} = -28,98 \text{ Нм.}$$

Момент сил инерции при торможении крана без груза [4, с.29]:

$$M_{ин}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{\phi}^2 \cdot \eta}{n \cdot t_T}, \quad (4.74)$$

где  $\delta, n, m, v_{\phi}, \eta$  – то же, что и в формуле (4.60);  
 $I=0,03$  - суммарный момент инерции вращающихся масс, кгм<sup>2</sup>;  
 $t_T=1,8$  - время торможения крана без груза, с,

$$M_{ин}^T = \frac{1,2 \cdot 0,03 \cdot 1445}{9,55 \cdot 1,8} + \frac{9,55 \cdot 35000 \cdot 0,262^2 \cdot 0,9}{1445 \cdot 1,8} = 10,9 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент на валу тормоза:

$$M_p^T = M_{ин}^T - M_c^T, \quad (4.75)$$

где  $M_{ин}^T = 10,9$  – момент инерции при торможении крана без груза, Нм;  
 $M_c^T = -28,98$  – момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана, Нм,

$$M_p^T = 10,9 - (-28,98) = 39,88 \text{ Нм.}$$

Так как в данном механизме используется 2 привода, то тормозной момент для выбора одного тормоза будет равен:

$$M_T^{\phi} = 0,6 \cdot M_p^T, \quad (4.76)$$

где  $M_p^T = 39,88$  - расчетный тормозной момент на валу тормоза, Нм,

$$M_T^{\phi} = 0,6 \cdot 39,88 = 23,92 \text{ Нм.}$$

Так как тележка оборудована двумя двигателями со встроенными электромагнитными тормозами, должно выполняться условие:

$$2 \cdot M_T \geq 2 \cdot M_T^\phi, \quad (4.77)$$

где  $M_T=50$  – тормозной момент встроенного в электродвигатель АИР 112М4Е мотор-редуктора тормоза, Нм;

$M_T^\phi = 23,92$  - расчетный тормозной момент одного тормоза, Нм.

$$2 \cdot 50 \geq 2 \cdot 23,92,$$

$$100 \geq 47,84 \text{ Нм.}$$

Условие выполняется. Следовательно, тормоза удержат тележку при давлении ветра нерабочего состояния без противоугонных устройств и дополнительных тормозов.

#### 4.2.8 Расчет колес и подтележечного рельса на контактную прочность

Расчет произведен по методике [9].

Напряжение в контакте обода колеса и рельса с выпуклой головкой:

$$\sigma = 7500 \cdot k \cdot k_F \cdot \sqrt[3]{\frac{k_\phi \cdot P}{D_\kappa^2}}, \quad (4.78)$$

где  $D_\kappa = 56$  - диаметр ходового колеса, см;

$k = 0,127$  - коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса к диаметру колеса;

$k_F = 1,1$  - коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжения в контакте обода с рельсом;

$P = 364,2$  - максимальная статическая нагрузка колеса на рельс, кН;

$k_\phi$  - коэффициент динамичности пары колесо-рельс.

Коэффициент динамичности пары колесо-рельс:

$$k_\phi = 1 + \alpha \cdot v, \quad (4.79)$$

где  $\alpha = 0,15$  - коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути;

$v = 0,262$  - номинальная скорость передвижения тележки, м/с,



$$k_{\sigma} = 1 + 0,15 \cdot 0,262 = 1,04.$$

Подставив значения в формулу (4.78), получим значение напряжения в контакте обода колеса и рельса с выпуклой головкой:

$$\sigma = 7500 \cdot 0,127 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,04 \cdot 364,2}{56^2}} = 517,4 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение при приведенном числе оборотов колеса:

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}}, \quad (4.80)$$

где  $[\sigma_0] = 890$  - допускаемые напряжения для кованных штампованных колес при твердости по Бринелю НВ=350 материала Сталь 75;

$N$  - приведенное число оборотов колеса за срок службы.

Приведенное число оборотов:

$$N = \vartheta \cdot N_c, \quad (4.81)$$

где  $\vartheta$  - коэффициент приведенного числа оборотов;

$N_c$  - полное число оборотов колеса за срок службы.

Коэффициент приведенного числа оборотов определяется по табл. 7 [9] и зависит от отношения минимальной нагрузки на колесо к максимальной нагрузке  $P_{\min}/P_{\max}$ .

Минимальная нагрузка на колесо определяется расчетом для случая, когда тележка без груза находится у противоположной опоры крана:

$$P_{\min} = K_n \cdot \frac{G_m}{n_{\text{кол}}}, \quad (4.82)$$

где  $K_n$ ,  $G_m$ ,  $n_{\text{кол}}$  - то же, что и в формуле (4.43).

$$P_{\min} = 1,1 \cdot \frac{343,3}{4} = 94,4 \text{ кН.}$$

Тогда отношение  $\frac{P_{\min}}{P_{\max}}$  будет равно:

$$\frac{P_{\min}}{P_{\max}} = 0,26.$$

Коэффициент приведенного числа оборотов для данного отношения по табл. 7 [9]  $\vartheta = 0,19$ .

Полное число оборотов колеса за срок службы:

$$N_c = 36 \cdot 10^4 \cdot \frac{v_{cp}}{\pi \cdot D_k} \cdot T_{\text{маш}}, \quad (4.83)$$

где  $v_{cp}$  - усредненная скорость передвижения колеса, м/с;

$T_{\text{маш}} = 1600$  - машинное время работы колеса в часах за его срок службы для легкого режима работы ( группа классификации по СТ СЭВ 2077-80 2М);

$D_k$  - то же, что и в формуле (4.78).

Усредненная скорость передвижения колеса:

$$v_{cp} = \beta \cdot v, \quad (4.84)$$

где  $\beta = 0,5$  - коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения к полному времени передвижения по таблице 30.6 [5, с.99] при пробеге крана менее 20 м;

$v$  - то же, что и в формуле (4.79),

$$v_{cp} = 0,5 \cdot 0,262 = 0,131 \text{ м/с}.$$

Подставив значения в формулу (4.83), получим значение полного числа оборотов колеса за срок службы:

$$N_c = 36 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,131}{3,14 \cdot 56} \cdot 1600 = 428922,2 \text{ об.}$$

Подставив полученные значения в формулу (4.81), получим значение приведенного числа оборотов колеса за срок службы:

$$N = 0,19 \cdot 428922,2 = 8,150 \cdot 10^4 \text{ об.}$$

Подставив полученное значение  $N$  формулу (4.80), получим значение допускаемого напряжения при приведенном числе оборотов колеса:

$$[\sigma_N] = 890 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{8,150 \cdot 10^4}} = 704,88 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие контактной прочности колес выполняется:

$$[\sigma] = 517,4 < [\sigma_N] = 704,88 \text{ МПа.}$$

### 4.3 Расчет на прочность элементов утановки барабана

Расчет на прочность элементов установки барабана ведем по методике [5].

#### 4.3.1 Расчет цилиндрической стенки барабана

Рассчитаем уточненное значение толщины стенки барабана:

$$\delta_y = 1,07 \cdot \psi \cdot \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma]_{\text{сж}}}, \quad (4.85)$$

где  $S_{\max}$ ,  $[\sigma]_{\text{сж}}$ ,  $t$  - то же, что и в формуле (4.6);

$\psi$  - коэффициент влияния деформации стенки барабана и каната.

Коэффициент влияния деформации стенки барабана и каната:

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_k \cdot F_k}{E_\delta \cdot \delta \cdot t} \right)^{0,5}, \quad (4.86)$$

где  $E_k=110000$  – модуль упругости каната, МПа;

$E_\delta=210000$  – модуль упругости стенки барабана, стального барабана, МПа;

$F_k=504,13$  – площадь сечения всех проволок каната, мм<sup>2</sup>;

$\delta$  - то же, что и в формуле (4.18);

$t$  – то же, что и в формуле (4.6),

$$\psi = \left( 1 + \frac{110000 \cdot 504,13}{210000 \cdot 35 \cdot 34} \right)^{-0,5} = 0,905 \quad (4.87)$$

Тогда, подставив значения в формулу (4.85), получим уточненное значение толщины стенки барабана:

$$\delta_y = 1,07 \cdot 0,905 \cdot \frac{164606}{0,034 \cdot 165 \cdot 10^6} = 27,6 \text{ мм.}$$

Ранее была принята толщина цилиндрической стенки барабана  $\delta = 35 \text{ мм.}$

Коэффициент запаса устойчивости цилиндрической стенки барабана:

$$n = \frac{\sigma_k}{\psi \cdot \sigma_n} \geq [n], \quad (4.88)$$

где  $\sigma_k$  - критическое напряжение, МПа;

$\sigma_n$  - номинальное напряжение в стенке, МПа;

$[n] \geq 1,7$  - допускаемый коэффициент запаса устойчивости для стальных барабанов;

$\psi = 0,905$  - коэффициент влияния деформации стенки барабана и каната.

Критическое напряжение рассчитаем по формуле:

$$\sigma_k = 0,92 \cdot E_\delta \cdot \frac{\delta}{l} \cdot \sqrt{\frac{\delta}{R}}, \quad (4.89)$$

где  $l = 2132$  - расстояние между торцевыми стенками или кольцом жесткости и торцевой стенкой, мм;

$R = 400$  - радиус барабана, мм;

$\delta$ ,  $E_\delta$  - то же, что и в формуле (4.86),

$$\sigma_k = 0,92 \cdot 210000 \cdot \frac{35}{2132} \cdot \sqrt{\frac{35}{400}} = 212 \text{ МПа.}$$

Из формулы (4.6) определим номинальное напряжение в стенке:

$$\sigma_n = \frac{164606}{34 \cdot 35} = 138,3 \text{ МПа.}$$

Подставляя значения в формулу (4.88), получим коэффициент запаса устойчивости цилиндрической стенки барабана:

$$n = \frac{212}{0,905 \cdot 138,3} = 1,7.$$

Коэффициент запаса устойчивости цилиндрической стенки барабана  $n = 1,7$  равен допускаемому коэффициенту запаса устойчивости  $[n]$ . Устойчивость стенки барабана обеспечена, так как выполняется условие  $n \geq [n]$ .

#### 4.3.2 Крепление каната к барабану

На рассчитываемом барабане крепление каната осуществляется с помощью прижимных планок.

Применяя способ крепления прижимными планками, прижимающими два соседних витка, определим суммарное усилие растяжения болтов:

$$F = \frac{R \cdot 0,85 S_p}{\omega}, \quad (4.90)$$

где  $S_p$  - расчетное натяжение каната в месте крепления, Н;

$R = 1.25$  - коэффициент запаса;

0,85 - коэффициент, учитывающий натяжение каната при обхвате барабана крепежными витками;

$\omega = 0,35$  - коэффициент сопротивления выскакивания каната из накладки.

Расчетное натяжение каната в месте крепления:

$$S_p = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}}, \quad (4.91)$$

где  $S_{\max}$  - то же, что и в формуле (4.6);

$e = 2,72$  - основание натурального логарифма;

$f = 0,1$  - коэффициент трения между канатом и барабаном;

$\alpha = 3\pi$  - угол обхвата барабана неприкосновенными витками,

$$S_p = \frac{164606}{e^{0,1 \cdot 3 \cdot \pi}} = 64140 \text{ Н.}$$

Подставляя в формулу (4.90) значения, получим суммарное усилие растяжения болтов:

$$F = \frac{R \cdot 0,85 \cdot 64140}{0,35} = 194710 \text{ Н.}$$

Допускаемое усилие растяжения болта:

$$F_0 = \frac{[\sigma_p] \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}, \quad (4.92)$$

где  $[\sigma_p] = 80$  - допустимое напряжение растяжения, МПа;  
 $d_1$  - внутренний диаметр резьбы болта, мм.

Задавшись числом болтов крепежных накладок  $n_6 = 6$ , определим внутренний диаметр резьбы болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot n_6 \cdot [\sigma_p]}}, \quad (4.93)$$

где  $F = 194710$  - суммарное усилие растяжения болтов, Н;  
 $n_6 = 6$  - число болтов крепежных накладок;  
 $[\sigma_p]$  - то же, что и в формуле (4.92),

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 194710}{3,14 \cdot 6 \cdot 80}} = 23 \text{ мм.}$$

Принимаем болт М30, внутренний диаметр резьбы которого  $d_1 = 25,3$  мм.

Подставляя значения в формулу (4.92), получим допускаемое усилие растяжения болта:

$$F_0 = \frac{80 \cdot 3,14 \cdot 25,3^2}{4} = 40218 \text{ Н.}$$

Необходимое число накладок:

$$Z = \frac{F}{F_0}, \quad (4.94)$$

где  $F$  - то же, что и в формуле (4.93);

$F_0 = 40218$  - допускаемое усилие растяжения болта, Н,

$$Z = \frac{194710}{40218} = 4,8.$$

Принимаем для крепления каната 6 болтов и 6 накладок по одной стороне.

#### 4.3.3 Расчет болтов, соединяющих зубчатый венец с барабаном

Соединение осуществляем болтами для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817-80, материал болтов – сталь 45, предел текучести материала  $\sigma_T=353$  МПа.

Окружное перерезывающее усилие, действующее на все болты:

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot S_{max} \cdot D_б}{D_{окр}}, \quad (4.95)$$

где  $S_{max}$  - то же, что и в формуле (4.6);

$D_б=0,9$  – диаметр барабана, м;

$D_{окр}=1$  – диаметр окружности, на которой устанавливаются болты соединяющие зубчатый венец с барабаном, м,

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot 164606 \cdot 0,9}{1} = 296290,8 \text{ Н.}$$

Допускаемое напряжения среза болта:

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{\sigma_T}{k_1 \cdot k_2}, \quad (4.96)$$

где  $\sigma_T=353$  - предел текучести материала, МПа;

$k_1=1,3$  - коэффициент безопасности, для механизма подъема крана, работающих с крюком;

$k_2=1,1$  - коэффициент нагрузки,

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{353}{1,3 \cdot 1,1} = 148 \text{ МПа}$$

Задаваясь числом болтов  $m_6=8$ , определим их диаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{окр}}{\pi \cdot m'_6 \cdot [\tau]}}, \quad (4.97)$$

где  $P_{окр} = 296290,8$  – окружное перерезывающее усилие, действующее на все болты, Н;

$m'_6$  – расчетное число болтов;

$[\tau] = 148$  – допускаемое напряжение среза болта, МПа.

Расчетное число болтов:

$$m'_6 = 0,75 \cdot m_6, \quad (4.98)$$

где  $m_6 = 8$  – число болтов,

$$m'_6 = 0,75 \cdot 8 = 6.$$

Подставляя значения в формулу (4.97), получим:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 296290,8}{3,14 \cdot 6 \cdot 148 \cdot 10^6}} = 0,0206 \text{ м.}$$

Принимаем болт М30 с номинальным диаметром резьбы  $d = 30$  мм.

Определим напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{окр}}{d \cdot b \cdot m'_6}, \quad (4.99)$$

где  $b = 0,13$  – расчетная длина болта, м;

$d = 0,03$  – номинальный диаметр резьбы болта, м;

$m'_6 = 6$  – расчетное число болтов;

$P_{окр}$  – то же, что и в формуле (4.97),

$$\sigma_{см} = \frac{296290,8}{0,03 \cdot 0,13 \cdot 6} = 12,6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Прочность болтов на смятие обеспечена, так как допускаемые напряжения смятия болтов, выполненных из стали 45  $[\sigma_{см}] = 280$  МПа.



#### 4.3.4 Расчет оси барабана

В качестве материала для изготовления оси барабана выбираем сталь 20. Предел прочности  $\sigma_B=598$  МПа, предел выносливости  $\sigma_{-1}=257$  МПа.

При номинальном грузе на крюке равнодействующая усилий в ветвях каната находится на расстоянии  $l = 1287$  мм от цапфы правой опоры В.

Условие работы оси на изгиб в симметричном цикле, МПа:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W} \leq [\sigma_{-1}], \quad (4.100)$$

где  $M_{изг}$  - изгибающий момент, Нм;

$W$  - момент сопротивления сечения изгибу, см<sup>3</sup>;

$[\sigma_{-1}]$  - допускаемое напряжение при симметричном цикле, МПа.

Допускаемое напряжение при симметричном цикле:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{k_0 \cdot [n]}, \quad (4.101)$$

где  $k_0 = 2,4$  – коэффициент, учитывающий конструкцию детали (для валов осей и цапф);

$\sigma_{-1} = 257$  – предел выносливости, МПа;

$[n] = 1,6$  – допускаемый коэффициент запаса прочности,

$$[\sigma_{-1}] = \frac{257}{2,4 \cdot 1,6} = 66,9 \text{ МПа.}$$

Определим реакцию опоры сечения цапфы:

$$R_B = \frac{S_{\max} \cdot l}{L}, \quad (4.102)$$

где  $S_{\max}$  - тот же, что и в формуле (4.6);

$l = 1,323$  - расстояние от максимальной нагрузки до подшипниковой опоры, м;

$L = 2,534$  - расстояние между подшипниковыми опорами, м,

$$R_B = \frac{164606 \cdot 1,323}{2,534} = 85940,7 \text{ Н.}$$

Определим изгибающий момент, действующий на цапфу подшипника:

$$M_1 = R_B \cdot a, \quad (4.103)$$

где  $R_B = 85940,7$  - реакция опоры, Н;  
 $a = 0,0365$  м.

$$M_1 = 85940,7 \cdot 0,0365 = 3136,8 \text{ Нм.}$$

Рассчитаем минимальный диаметр цапфы подшипника:

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{M_{изг}}{0,1 \cdot \sigma_{-1}}}, \quad (4.104)$$

где  $M_{изг} = 85940,7$  - изгибающий момент в сечении опоры, Нм;  
 $\sigma_{-1} = 257$  - предел выносливости стали 20, МПа,

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{3136,8}{0,1 \cdot 257}} = 0,106 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр цапфы подшипника  $d_u = 150$  мм.

Зная диаметр определим момент сопротивления сечения изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d^3, \quad (4.105)$$

где  $d = 15$  - диаметр цапфы подшипника, см,

$$W = 0,1 \cdot 15^3 = 337,5 \text{ см}^3.$$

Подставив значения в формулу (4.100), получим:

$$\sigma = \frac{3136,8}{337,5} = 9,29 \leq 66,9 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие работы оси на изгиб в симметричном цикле выполняется, т.к.  $\sigma \leq \sigma_{-1}$ .

Найдем длину ступицы, м:

$$l_c = (1,0 \dots 1,5) d_u, \quad (4.106)$$

где  $d_y = 0,15$  - то же, что и в формуле (4.105),

$$l_c = (1,0 \dots 1,5) \cdot 0,15 = 0,15 \dots 0,225 \text{ м.}$$

Принимаем длину ступицы барабана  $l_c = 195 \text{ мм.}$

#### 4.3.5 Выбор подшипников качения опоры барабана

Так как частота вращения барабана  $n_6 = 2,71 \text{ об/мин} > 1 \text{ об/мин}$ , то выбор подшипников производим по динамической грузоподъемности.

Для диаметра оси в опорах 1 и 2,  $d=150 \text{ мм}$  предварительно выбираем подшипники роликовые радиально-сферические двухрядные типа 3530 ГОСТ 5721-75 с внутренним диаметром  $d=150 \text{ мм}$ , наружным диаметром  $D=270 \text{ мм}$ , шириной  $B=73 \text{ мм}$ . Значение динамической грузоподъемности для данного подшипника  $C = 640 \text{ кН}$ , статической  $C_0 = 530 \text{ кН}$ .

Для радиальных шарикоподшипников эквивалентная нагрузка при каждом режиме нагрузки:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_t, \quad (4.107)$$

где  $F_r$  - радиальная нагрузка на подшипниковые опоры барабана, Н;

$F_a$  - осевая нагрузка, Н;

$X=1$  – коэффициент радиальной нагрузки;

$Y=1,6$  – коэффициент осевой нагрузки;

$V=1$  - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца;

$K_6=1,2$  – коэффициент безопасности, по табл. 28.5 [5, с. 55];

$K_t=1,05$  – температурный коэффициент при рабочей температуре подшипника меньше  $100^\circ\text{C}$ .

Радиальная нагрузка на подшипник составит:

$$F_r = S_{\max} + \frac{g \cdot m_B}{2}, \quad (4.108)$$

где  $S_{\max}$  - то же, что и в формуле (4.6);

$m_B = 3600$  - расчетная масса установки барабана, кг;

$g = 9,81$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ,

$$F_r = 164606 + \frac{9,81 \cdot 3600}{2} = 182264 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка на подшипниковые опоры барабана:

$$F_a = 0,1 \cdot F_r, \quad (4.109)$$

где  $F_r = 182264$  - радиальная нагрузка на подшипник, Н,

$$F_a = 0,1 \cdot 182264 = 18226,4 \text{ Н}.$$

Тогда, подставив значения в формулу (4.107), получим эквивалентную нагрузку:

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 182264 + 1,6 \cdot 18226,4) \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 266397 \text{ Н} = 266,4 \text{ кН}.$$

Номинальная долговечность подшипника:

$$L_h = a \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_6}, \quad (4.110)$$

где  $n_6 = 2,71$  – частота вращения барабана, об/мин;

$C = 640$  - динамическая грузоподъемность для выбранного подшипника, кН;

$P = 266,4$  - эквивалентная нагрузка, кН;

$a = 0,4$  - коэффициент, учитывающий качество металла колец и тел качения, а также условия эксплуатации по таблице 28.3 [5, с.53];

$p = 10/3$  - показатель степени в формуле долговечности для роликовых подшипников,

$$L_h = 0,4 \cdot \left( \frac{640}{266,4} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2,71} = 45670,077 \text{ ч}.$$

Номинальная долговечность  $L_h = 45670,1$  ч больше заданной  $L_h^{зад} = 6300$  ч, следовательно, долговечность подшипников обеспечивается.

#### 4.4. Расчет металлоконструкции эстакады

Расчет проводим методом предельных состояний.

Металлоконструкция эстакады выполнена из стали 09Г2С с пределом текучести  $\sigma_T = 345$  МПа.

Для устойчивости конструкции должно соблюдаться условие:

$$\sigma_{II} \leq [\sigma], \quad (4.111)$$

где  $\sigma_{II}$  - напряжения, возникающие в конструкции от изгиба, МПа;  
 $[\sigma]$  - допускаемое напряжение металлоконструкции, МПа.

Допускаемое напряжение металлоконструкции должно быть равно [11, с. 33]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (4.112)$$

где  $\sigma_T = 345$  - предел текучести материала конструкции, МПа;  
 $n_{II} = 1,4$  - коэффициент запаса прочности,

$$[\sigma] = \frac{345}{1,4} = 246,4 \text{ МПа.}$$

Напряжения, возникающие в конструкции от изгиба:

$$\sigma_{II} = \frac{M_u}{W_x}, \quad (4.113)$$

где  $M_u$  - момент изгибающий опасного сечения, кНм;  
 $W_x$  - момент инерции сечения, м<sup>3</sup>.

Рассчитаем эстакаду крановой установки как жесткую раму. Для этого зададимся некоторыми исходными данными: пролет крановой установки  $L = 8,3$  м, высота головки рельса над поверхностью пола  $h = 14,8$  м, база тележки  $c = 3,4$  м, максимальная статическая нагрузка колеса на рельс тележки с номинальным грузом  $P_1 = 364,2$  кН. Крановая установка должна быть изготовлена по условиям сейсмического воздействия 9 баллов. Тогда нагрузка колеса на рельс при сейсмическом воздействии будет равна  $P_2 = 161,9$  кН [11].

Расчетная схема эстакады крановой установки показана на рисунке 4.16.

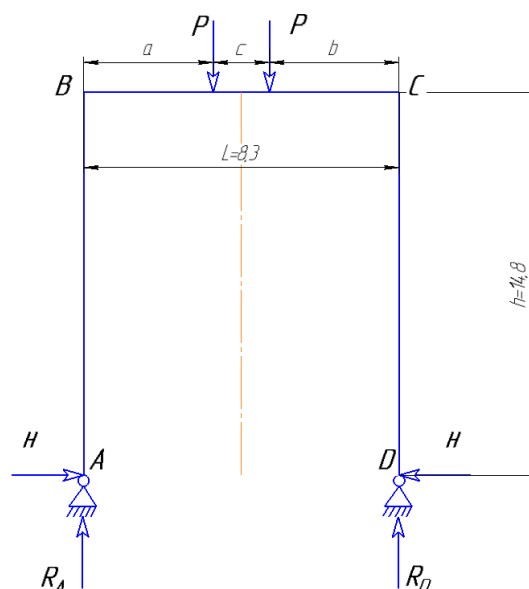


Рисунок 4.16 – Расчетная схема эстакады крановой установки

Рассчитаем максимальный момент, действующий на пролетную балку эстакады крановой установки. Тележка находится в середине пролета.

Эпюра изгибающих моментов изображена на рисунке 4.17.

Определим распор  $H$ :

$$H = \frac{3 \cdot P \cdot a \cdot (a + c)}{h \cdot L \cdot (2 \cdot k + 3)}, \quad (4.114)$$

где  $P = 526,1$  - максимальное давление колеса тележки на рельс с номинальным грузом при сейсмическом воздействии 9 баллов, кН;

$a = b = 2,653$  - расстояние от колонны до ближайшего колеса тележки, м;

$c = 3,4$  - база тележки, м;

$h = 14,8$  - высота головки рельса над поверхностью пола, м;

$L = 8,3$  - пролет крановой установки, м;

$k$  - коэффициент отношения моментов инерции сечения.

Коэффициент отношения моментов инерции сечения:

$$k = \frac{J_2}{J_1} \cdot \frac{h}{L}, \quad (4.115)$$

где  $J_2$  - момент инерции сечения пролетной балки, м<sup>4</sup>;

$J_1$  - момент инерции сечения опоры, м<sup>4</sup>;

$h, L$  - то же, что и в формуле (4.114).

Момент инерции сечения балки:

$$J = \frac{\delta \cdot H^3}{6} \cdot \left( 3 \cdot \frac{b}{H} + 1 \right), \quad (4.116)$$

где  $\delta_2 = 0,008$  - толщина стенки пролетной балки, м;

$H_2 = 1,662$  - высота пролетной балки по серединам сечения верхней и нижней полок, м;

$b_2 = 0,658$  - ширина пролетной балки по серединам сечений полок, м;

$\delta_1 = 0,012$  - толщина стенки балки опоры, м;

$H_1 = 1,022$  - высота балки опоры по серединам сечения верхней и нижней полок, м;

$b_1 = 0,662$  - ширина балки опоры по серединам сечений полок, м.

Рассчитаем момент инерции сечения пролетной балки:

$$J_2 = \frac{0,008 \cdot 1,662^3}{6} \cdot \left( 3 \cdot \frac{0,658}{1,662} + 1 \right) = 0,0133 \text{ м}^4$$

Момент инерции сечения балки опоры:

$$J_1 = \frac{0,012 \cdot 1,022^3}{6} \cdot \left( 3 \cdot \frac{0,662}{1,022} + 1 \right) = 0,00626 \text{ м}^4.$$

Подставив значения в формулу (4.115), получим коэффициент:

$$k = \frac{0,0133}{0,00626} \cdot \frac{14,8}{8,3} = 3,78.$$

Подставив значения в формулу (4.114), получим значение распора:

$$H = \frac{3 \cdot 526,1 \cdot 2,653 \cdot (3,4 + 2,653)}{14,8 \cdot 8,3 \cdot (2 \cdot 3,78 + 3)} = 19,53 \text{ кН}.$$

Определим моменты в точках В и С:

$$M_B = M_C = - \frac{3 \cdot P \cdot a \cdot (a + c)}{L \cdot (3 \cdot k + 3)}, \quad (4.117)$$

где  $P, a, c, L$  - то же, что и в формуле (4.108),

$$M_B = M_C = -\frac{3 \cdot 526,1 \cdot 2,653 \cdot (2,653 + 3,4)}{8,3 \cdot (3 \cdot 3,78 + 3)} = -212,9 \text{ кНм.}$$

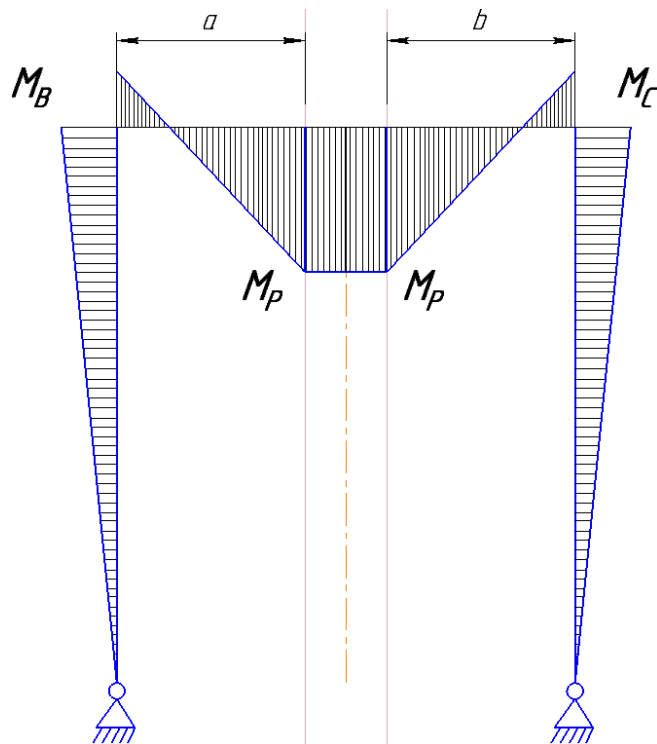


Рисунок 4.17 – Эпюры изгибающих моментов эстакады

Определим момент от нагрузки  $P$ :

$$M_P = P \cdot a + M_B, \quad (4.118)$$

где  $P$ ,  $a$  - то же, что и в формуле (4.108);

$M_B = -212,9$  - момент в точке соединения пролетной и балки опоры В, кНм,

$$M_P = 526,1 \cdot 2,653 + (-200,18) = 1182,8 \text{ кНм.}$$

Момент инерции сечения пролетной балки равен:

$$W_x = \frac{\delta_2 \cdot h^2}{3} \cdot \left( 3 \cdot \frac{b_2}{H_2} + 1 \right), \quad (4.119)$$

$$W_x = \frac{0,008 \cdot 1,662^2}{3} \cdot \left( 3 \cdot \frac{0,658}{1,662} + 1 \right) = 0,016 \text{ м}^3.$$

Тогда, подставив значения в формулу (4.113), получим значение напряжения от изгибающего момента:



$$\sigma_H = \frac{1182800}{0,016} = 73,9 \text{ МПа.}$$

Условие (4.105) выполняется: 73,9 МПа < 246,4 МПа.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5 Безопасность проекта

### 5.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Основными факторами, определяющими опасность работы крановой установкой для людей и оборудования при производстве подъемно-транспортных работ, являются:

1. Движущиеся детали и механизмы;
2. Расположение рабочего места на значительной высоте относительно поверхности земли;
3. Падение груза, в частности, в результате обрыва грузозахватного органа;
4. Недостаточная освещенность рабочей зоны: согласно СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение. Освещение площадок предприятий и мест производства работ вне зданий», работы по подъему и перемещению грузов крановщиком относятся к XIV разряду зрительных работ;

5. Опасность поражения электрическим током: по степени опасности поражения человека электрическим током установка относится к особо опасным помещениям, так как территории размещения наружных электроустановок приравниваются к таковым. Электрооборудование, устанавливаемое на крановой установке, состоит из шкафа управления, электродвигателей, тормозов, приборов и устройств безопасности, аппаратов освещения и сигнализации. Электропитание электрооборудования крановой установки осуществляется от сети трехфазного переменного тока 380 В через гибкий кабельный токоподвод по четырехпроводной схеме - TN-C.

Подключение кабелей от кранового токоподвода осуществляется в шкафу управления, в котором размещены:

- автоматический выключатель (выключатель нагрузки) с ручным приводом;
- частотный регулятор с дистанционным управлением;
- автоматические выключатели защиты цепей потребителей от токов короткого замыкания и перегрузки;
- коммутационные аппараты;
- реле контроля наличия чередования фаз, уровня напряжения.

Поражение электрическим током возможно по следующим причинам:

- случайного прикосновения человека (или приближения на опасное расстояние) к токоведущим частям, находящимся под напряжением;
- случайного прикосновения человека к металлическим нетоковедущим частям электрооборудования, оказавшимся под напряжением;
- случайным попаданием человека в зону растекания тока при замыкании фазы на землю;
- действием электрической дуги, атмосферного и статического электричества, а так же электромагнитного поля;

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

6. Климатические условия: по условиям эксплуатации установку изготовить в климатическом исполнении У1 по ГОСТ 15150-69, для эксплуатации в районе с морским климатом, при температуре окружающей среды от (-40°С) до (+40°С) и влажности воздуха 80%. Место работы крановой установки – о. Сахалин, г. Холмск, находящийся в III климатическом поясе.

Работы при работе крановщика с крановой установкой относятся к категории Па – работы с интенсивностью энергозатрат 151-200 ккал/ч (175-232 Вт), связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения;

7. Пожароопасность: причинами возникновения пожара на крановой установке являются:

- а) замыкание электропроводки оборудования;
- б) наличие легковоспламеняющихся горючесмазочных материалов;
- в) подтеки масла;
- г) использование источника открытого огня.

Пожары нередко принимают характер стихийного бедствия и сопровождаются несчастными случаями разной степени тяжести. Пожарная безопасность на крановой установке должна соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования», а также «Строительным нормам и правилам», «Типовым правилам пожарной безопасности для предприятий».

Установка относится к категории наружных установок по пожарной опасности ДН, так как в ней присутствуют в основном негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

Возможные классы пожаров на кране:

- А – пожары твердых веществ, в основном органического происхождения, горение которых не сопровождается тлением;
- В – пожары горючих жидкостей, таких как Литол-24, использующийся в качестве закладной смазки и масло трансмиссионное АК-15;
- Д – пожар металлов и их сплавов;
- Е – пожар, связанный с горением электрических установок.

## 5.2 Травмобезопасность

Крюковая подвеска (кожухи, крюк), внешние элементы ходовой части крановой установки имеют предупредительную окраску в виде чередующихся полос желтого и черного цветов в соответствии с ГОСТ 12.2.058-81, открытые нерабочие поверхности вращающихся деталей имеют сигнальную окраску красным цветом в соответствии с ГОСТ Р 12.4.026-2001. Легкодоступные, находящиеся во вращении части механизмов крановой установки, которые могут

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

привести к возникновению несчастного случая, закрыты съемными заграждениями, допускающими во время остановки механизма осмотр и смазку;

Крановая установка оборудована следующими системами блокировок:

- системой ограничения хода тележки в крайних положениях;
- ограничителем хода крюковой подвески в крайнее верхнее и нижнее положения;
- ограничитель грузоподъемности (ОГП), исключающий работу механизма подъема в случае превышения веса поднимаемого груза на 15 % от номинальной грузоподъемности механизма;

Механизм передвижения тележки оборудован упругими буферами, щитками (метельниками), предотвращающими возможность попадания под колеса посторонних предметов. Так же крановая установка оборудована звуковой сигнализацией, извещающую о начале движения или об опасности.

Для предотвращения падения персонала при осмотре, обслуживании и ремонте крановой установки, предусмотрены металлические заграждения, которые выполнены в соответствии с требованиями «Правил безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» - «Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности» (ФНП) [1].

### **5.3 Меры безопасности по сокращению пагубного влияния климатических условий на персонал**

Для улучшения условий работы для персонала при ремонте и обслуживании механизмов, установленных на тележке, предусмотрено машинное помещение, которое так же служит для предохранения от пагубного влияния атмосферных осадков на узлы и механизмы крана.

По таблице в приложении 4 из методических рекомендаций МР 2.2.7.2129-06 «Физиология труда и эргономика. Режимы труда и отдыха работающих в холодное время на открытой территории или в неотапливаемых помещениях», работающие с крановой установкой в холодный период года должны быть обеспечены комплектом СИЗ от холода, имеющим теплоизоляцию при средней температуре (-18°C) в реальных условиях его использования 0,442 м<sup>2</sup>·°C/Вт. А так же задаёмся требованиями к теплоизоляции головных уборов, обуви, рукавиц для работы с крановой установкой в холодное время, во избежание локального охлаждения тела работников и уменьшение общих теплотерь с поверхности тела:

- головного убора – 0,329 м<sup>2</sup>·°C/Вт;
- обуви – 0,422 м<sup>2</sup>·°C/Вт;
- рукавиц – 0,403 м<sup>2</sup>·°C/Вт.

Допустимая продолжительность однократного за рабочую смену пребывания на холоде (ч) в III климатическом поясе при категории выполняемых работ Па при различных температурах воздуха приведены в таблице 1.

Табл. 1 – Допустимая продолжительность однократного за рабочую смену пребывания на открытой территории

Температура воздуха, °С	Допустимая продолжительность (охлаждение через), ч
-10	4,6
-15	2,2
-20	1,5
-25	1,1
-30	0,9
-35	0,7
-40	0,6

Допустимая продолжительность непрерывного пребывания на холоде и число 10-минутных перерывов на обогрев (за 4-часовой период рабочей смены) применительно к выполнению работ категории Па, , приведены в таблице 2, где а - продолжительность непрерывного пребывания на холоде, мин.; б – число 10-минутных перерывов для обогрева за 4-часовой период рабочей смены.

Табл. 2 – Допустимая продолжительность однократного пребывания на холоде и число 10-минутных перерывов на обогрев за 4-часовой период рабочей смены

Температура воздуха, °С	Скорость ветра, м/с											
	≤ 1		2		4		6		8		10	
	а	б	а	б	а	б	а	б	а	б	а	б
-10	не регламентируется						168	1	121	1	92	2
-15	200	1	170	1	127	1	107	1	85	2	70	2
-20	117	1	104	1	84	2	71	2	58	3	49	3
-25	82	2	76	2	64	3	54	3	47	3	40	4
-30	65	3	60	3	52	3	45	3	39	4	34	5
-35	52	3	49	3	43	4	38	4	33	5	29	5
-40	44	4	41	4	37	4	32	55	29	5	25	6
-45	38	4	36	4	32	5	29	6	26	6	20	7

Продолжительность однократного перерыва на обогрев в отапливаемом помещении не должна быть менее 10 мин.

Приведенные режимы работ предполагают наличие обеденного перерыва в отапливаемом помещении и прием «горячей» пищи.

В целях нормализации теплового состояния температура воздуха в местах обогрева должна поддерживаться на уровне 21-25 °С. Помещение следует

оборудовать устройствами для обогрева кистей и стоп, температура которых должна быть в диапазоне 35-40 °С.

При температуре воздуха ниже -30°С следует предусматривать защиту лица и верхних дыхательных путей. При отсутствии защиты лица и органов дыхания работы на территории не должны проводиться, так как представляется опасность обморожения через 1 мин.

В теплое время температура воздуха на рабочем месте должна соответствовать требованиям СанПиН 2.2.4.548-96, приложение 3, таблица 1 [12]. В том случае, если температура воздуха ниже нормируемой, следует сократить продолжительность рабочей смены или время непрерывного пребывания на рабочем месте в количестве часов, указанном в таблице 3, или же рабочих следует обеспечить одеждой с должной теплоизоляцией.

При увеличении скорости воздуха на каждые 0,1 м/с выше нормируемой температура воздуха увеличена на 0,2 °С, то есть при средней скорости ветра для данного климатического пояса 3,6 м/с, она увеличена на 6,8 °С.

Табл. 3 - Допустимая продолжительность пребывания работающих в охлаждающей среде по показателям температуры воздуха (°С)

Категория работ	Энергозатраты, Вт/м <sup>2</sup>	Период непрерывного пребывания, ч				
		8	6	4	2	1
Па	98-129	23,8-21,8	21,8-19,8	19,8-17,8	17,8-15,8	16,8-14,8

Если же температура воздуха выше нормируемой, в целях защиты работающих от возможного перегревания, время пребывания на рабочих местах должно быть ограничено величинами указанными в таблице 4.

Температуру воздуха при работе на открытой площадке следует измерять напротив солнца.

Табл. 4 - Допустимая продолжительность пребывания работающих при температуре воздуха выше допустимой (°С)

Категория работ	Энергозатраты, Вт/м <sup>2</sup>	Период непрерывного пребывания при температуре, ч				
		8	6	4	2	1
Па	98-129	33,8-34,5	34,8-35,8	36,3-37	37,3-38	38,3-39

#### 5.4. Освещение

На крановой установке предусмотрено подкрановое, ремонтное и местное освещение.

Для цепей освещения используется напряжение 220 В переменного тока от разделительного понижающего трансформатора.

Распределение питания и защита сетей электроосвещения осуществляется двухполюсными автоматическими выключателями, установленными в шкафу управления.

Для освещения рабочей зоны под крановой установкой используются прожекторы.

В качестве ремонтного освещения используются переносные ремонтные светильники. Для их питания используются три розетки на 12 В, получающие питание от понижающего трансформатора 380/12 В.

## 5.5 Электробезопасность

Электрооборудование крана, его установка, защитное заземление, изоляция, блокировки соответствуют требованиям ПУЭ (раздел 6 и 7), ГОСТ 30331.10-2001.

Общие требования электробезопасности – по ГОСТ 12.2.007.0-75.

Электрооборудование крановой установки обеспечивает:

- защиту от поражения электрическим током при прикосновении к токоведущим частям;
- независимую работу приборов безопасности и проектные блокировки;
- остановку механизмов при исчезновении напряжения и исключение самопроизвольного движения при появлении напряжения;
- контроль чередования и защиту от обрыва фаз.

На крановой установке имеется система автоматического отключения электропитания крановой установки при входе на настил верхнего строения эстакады и на тележку, так же используется ключ-марка, необходимый для подачи напряжения;

Предусмотрено защитное заземление электрооборудования и металлоконструкции крана.

Электроустановка относится к установкам напряжением до 1000 В с напряжением питания 380 В/3ф.

Ниже произведем *расчет защитного заземления* по методике [13].

Для начала зададимся исходными данными. Имеется установка с напряжением до 1000 В с глухозаземленной нейтралью, и поэтому в соответствии с ПУЭ сопротивление заземляющего устройства при линейном напряжении 380 В должно быть 4 Ом. Грунт – суглинок. Заземляющие стержни располагаем по контуру площадки крановой установки, имеющей в плане размеры 9×11 м. Глубина заложения стержней от поверхности земли  $H = 0,5$  м. Примем в качестве заземляющих электродов стержни длиной  $l_c = 3$  м из стальных труб диаметром  $d = 75$  мм. Соединение заземлителей производим на сварке стальной полосой шириной  $b = 100$  мм.

Удельное сопротивление грунта с учетом сезонных колебаний влажности для вертикальных стержней  $\rho_{0.c.}$ , Ом·м, находим по формуле:

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

$$\rho_{o.c.} = \psi_{\text{в}} \cdot \rho_o , \quad (5.1)$$

где  $\psi_{\text{в}} = 1,5$  – коэффициент сезонности для вертикальных электродов в 3 климатической зоне при повышенной влажности;

$\rho_o = 100$  – удельное электрическое сопротивление грунта, Ом·м,

$$\rho_{o.c.} = 1,5 \cdot 100 = 150 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

Находим расстояние от поверхности земли до середины стержня:

$$t = H + 0,5 \cdot l_c , \quad (5.2)$$

где  $H = 0,5$  - глубина заложения стержней, м;

$l_c = 3$  - длина заземляющих стержней, м,

$$t = 0,5 + 0,5 \cdot 3 = 2 \text{ м}.$$

Находим сопротивление растеканию тока с одиночного стержня:

$$R_c = \frac{\rho_{o.c.}}{2 \cdot \pi \cdot l_c} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot l_c}{d} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot t + l_c}{4 \cdot t - l_c} \right), \quad (5.3)$$

где  $\rho_{o.c.} = 150$  – удельное сопротивление грунта, Ом·м;

$l_c$  - то же, что и в формуле 5.2;

$d = 0,075$  - диаметр вертикальных заземляющих стержней, м;

$t = 2$  - расстояние от поверхности земли до середины стержня, м,

$$R_c = \frac{150}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 3}{0,075} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot 2 + 3}{4 \cdot 2 - 3} \right) = 37,96 \text{ Ом}.$$

Предварительное количество заземлителей:

$$n_{np} \eta_c = \frac{R_c}{R_3} , \quad (5.4)$$

где  $\eta_c$  – коэффициент использования вертикальных стержней;

$R_c = 37,96$  - сопротивление растеканию тока с одиночного стержня, Ом;

$R_3 = 4$  – сопротивление растекания тока заземляющего устройства, Ом,



$$n_{np} n_c = \frac{37,96}{4} = 9,49 \text{ шт.}$$

Принимаем количество стержней  $n_{np} = 13$  шт.

Находим длину соединительной полосы по длине контура площадки крановой установки:

$$l_n = 2 \cdot (a + b), \quad (5.5)$$

где  $a = 9$  - ширина площадки крановой установки, м;  
 $b = 11$  - длина площадки крановой установки, м.

Расстояние между стержнями:

$$a = \frac{l_n}{n_{np}}, \quad (5.6)$$

где  $l_n = 40$  - длина соединительной полосы по длине контура площадки крановой установки, м;  
 $n_{np} = 13$  - количество заземляющих стержней, шт,

$$a = \frac{40}{13} = 3,07 \text{ м.}$$

Определяем отношение расстояния между заземлителями к их длине:

$$\frac{a}{l_c}, \quad (5.7)$$

где  $a = 3,07$  - расстояние между стержнями, м;  
 $l_c$  - то же, что в формуле 5.2,

$$\frac{a}{l_n} = \frac{3,07}{3} = 1,02.$$

Удельное сопротивление грунта для соединительной полосы:

$$\rho_{с.н.} = \psi_z \cdot \rho_o, \quad (5.8)$$

где  $\psi_z = 3,2$  - коэффициент сезонности для горизонтальных электродов;

$\rho_o = 100$  – удельное электрическое сопротивление грунта, Ом·м,  
 $\rho_{c.n.} = 3,2 \cdot 100 = 320$  Ом·м.

Находим сопротивление растеканию тока соединительной полосы:

$$R_n = \frac{\rho_{c.n.}}{2 \cdot \pi \cdot l_n} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot l_n^2}{b \cdot H} \right), \quad (5.9)$$

где  $\rho_{c.n.} = 320$  - удельное сопротивление грунта для соединительной полосы, Ом·м;

$l_n = 40$  - длина полосы, м;

$b = 0,1$  - ширина полосы, м;

$H$  - то же, что в формуле (5.2),

$$R_n = \frac{320}{2 \cdot 3,14 \cdot 40} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot 40^2}{0,1 \cdot 0,5} \right) = 14,04 \text{ Ом.}$$

По таблице 5.9 и 5.10 [15, с.231] принимаем коэффициент использования вертикальных стержней  $\eta_c = 0,68$  и коэффициент использования горизонтальных полосовых заземлителей  $\eta_n = 0,4$ .

Находим результирующее сопротивление заземляющего устройства:

$$R_{3,y} = \frac{R_c \cdot R_n}{R_c \cdot \eta_n + R_n \cdot n_{np} \cdot \eta_c}, \quad (5.10)$$

где  $R_c = 37,96$  - то же, что в формуле (5.4);

$R_n = 14,04$  - сопротивление растеканию тока соединительной полосы, Ом;

$\eta_n = 0,45$  - коэффициент использования горизонтальных полосовых заземлителей;

$\eta_c = 0,69$  - коэффициент использования вертикальных стержней,

$$R_{3,y} = \frac{37,96 \cdot 14,04}{37,96 \cdot 0,45 + 14,04 \cdot 13 \cdot 0,69} = 3,72 \text{ Ом.}$$

Поскольку  $R_{3,y} = 3,72 < R_3 = 4 \text{ Ом}$ , условие выполняется.

Уточним количество стержней:

$$n = \frac{n_{np}}{\eta_c}, \quad (5.11)$$

где  $n_{np} = 13$  - предварительно принятое количество стержней, шт;  
 $\eta_c = 0,69$  - то же, что в формуле (5.10),

$$n = \frac{9}{0,69} = 13,04.$$

Размещаем 13 стержней по периметру площадки крановой установки с интервалом в 3,07 м.

### 5.7 Предупреждение пожаров на крановой установке

В целях устранения пожарной опасности вся проводка осветительной, управляющей и силовой линии выполняется в защитных кожухах и трубах с герметичной арматурой.

Для предотвращения пожара и борьбы с возгоранием на крановой установке применяется порошковый огнетушитель ОП-5(б) с массой огнетушащего вещества 5 кг, массой 10 кг. Огнетушитель размещен внутри машинного помещения на тележке в специальном ящике, покрытом составами, предохраняющими от коррозии металла. Внешний осмотр и очистку от загрязнений производить не реже 1 раза в 10 дней. После использования огнетушителей, необходимо сразу их заправлять.

При возникновении возгорания на крановой установке, крановщик должен остановить все механизмы, застопорить их тормозами, отключить электропитание и приступить к тушению и предотвращению пожара.

## 6 Организационно-экономический раздел

Целью данного раздела является экономическое обоснование проведения модернизации механизма подъема крановой установки, расчет технологической себестоимости модернизации и расчет срока ее окупаемости.

Модернизация механизма подъема включает в себя:

- замену комплектующих механизма подъема;
- установку электрооборудования, необходимого для функционирования частотно регулируемого привода;
- изготовление стоек для крепления к раме вновь устанавливаемых комплектующих.

### 6.1 Технологическая себестоимость модернизации механизма подъема

Технологическая себестоимость модернизации рассчитывается по следующей формуле:

$$C_m = M_d + Z_{осн.р.}^{сум.} + Z_{накл.р.} + Z_{об}, \quad (6.1)$$

где  $M_d$  – затраты на материал изготавливаемых деталей, руб./ед.;

$Z_{осн.р.}^{сум.}$  – суммарная заработная плата основных производственных рабочих по всем операциям, руб.;

$Z_{накл.р.}$  – накладные расходы, руб.;

$Z_{об}$  – затраты на закупку оборудования, необходимого для модернизации, руб.

Заработная плата основных производственных рабочих, занимающихся модернизацией:

$$Z_{осн.р.}^{сум.} = Z_{осн.р.}^к + Z_{осн.р.}^{изг}, \quad (6.2)$$

где  $Z_{осн.р.}^к$  – заработная плата рабочих, занимающихся заменой комплектующих, руб.;

$Z_{осн.р.}^{изг}$  – заработная плата рабочих, занимающихся изготовлением стоек, руб.

Заработную плату основных производственных рабочих рассчитаем по следующей формуле:

$$Z_{осн.р.}^i = C_{ч.тр}^{ср} \cdot t, \quad (6.3)$$

где  $C_{ч.тр}^{ср}$  – усредненная часовая тарифная ставка, руб./ч;  
 $t$  – норма времени на модернизацию, чел-час.

Усредненная часовая тарифная ставка рассчитывается следующим образом:

$$C_{ч.тр}^{ср} = \frac{\sum C_{ч.тр}}{k_p}, \quad (6.4)$$

где  $\sum C_{ч.тр}$  – часовая тарифная ставка всех работников, задействованных в операции, руб/ч;

$k_p$  – количество работников, задействованных в операции.

Часовая тарифная ставка одного работника определится следующим образом:

$$C_{ч.тр} = \frac{Z}{K_m \cdot K_d}, \quad (6.5)$$

где  $Z$  – заработная плата работника в месяц, руб/мес;

$K_m = 8$  - количество часов в рабочей смене, ч;

$K_d = 22$  – количество рабочих дней в месяц, дн/мес.

Количество работников, необходимых для замены комплектующих, их разряд, а так же заработная плата представлены в таблице 6.1.

Подставив значения в формулу (6.5) рассчитаем часовую тарифную ставку работников, занимающихся заменой комплектующих:

$$C_{ч.тр.1} = \frac{50000}{8 \cdot 22} = 284,09 \text{ руб/ч};$$

$$C_{ч.тр.2} = \frac{40000}{8 \cdot 22} = 227,27 \text{ руб/ч};$$

$$C_{ч.тр.3} = \frac{35000}{8 \cdot 22} = 198,86 \text{ руб/ч};$$

$$C_{ч.тр.4} = \frac{30000}{8 \cdot 22} = 170,45 \text{ руб/ч};$$

$$C_{ч.тр.5} = \frac{32000}{8 \cdot 22} = 181,82 \text{ руб/ч};$$

Тогда, подставив получившиеся значения в формулу (6.4), получим усредненную часовую тарифную ставку:

$$C_{ч.тр}^{cp} = \frac{284+227,27+198,86+170,45+181,82}{5} = 212,5 \text{ руб/ч.}$$

Часовые тарифные ставки каждого из работников, а так же усредненная ставка бригады сведены в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Бригада, занимающаяся заменой комплектующих

№ п/п	Профессия	Разряд	Заработная плата, руб.	Кол-во рабочих дней в месяц, дн.	Кол-во часов в смене, час	Часовая тарифная ставка, руб./ч	Усреднен. ЧТС бригады, руб/ч
1	Начальник участка		50 000	22	8	284,09	212,50
2	Слесарь по ремонту оборудования	5	40 000	22	8	227,27	
3	Слесарь по ремонту оборудования	4	35 000	22	8	198,86	
	Слесарь по ремонту оборудования	3	30 000	22	8	170,45	
5	Электромонтер	3	32 000	22	8	181,82	

Основные операции, необходимые для модернизации и нормы времени на их реализацию приведены в таблице 6.2. При расчете норм времени на операции по замене комплектующих были использованы типовые нормы времени [14].

Таблица 6.2 – Основные операции по модернизации крановой установки

№ п/п	Наименование операции	Норма времени, чел-час
1	Подготовка крана к ремонту	3,92
2	Демонтаж электродвигателя механизма подъема	6,08
3	Демонтаж каната с подвеской	4,16
4	Демонтаж тормоза ТКГ-400	6,24
5	Демонтаж горизонтального редуктора 1ЦУ-250	3,40
6	Демонтаж барабана	4,24

Продолжение таблицы 6.2

№ п/п	Наименование операции	Норма времени, чел-час
7	Демонтаж горизонтального редуктора типа 7Ц4-1035	6,12
8	Демонтаж стоек	3,50
9	Монтаж стоек	3,80
10	Монтаж горизонтального редуктора	12,40
11	Монтаж барабана	4,80
12	Ремонт и сборка подвески	11,35
13	Монтаж горизонтального редуктора	12,40
14	Монтаж электродвигателя	6,25
15	Монтаж каната с подвеской	5,04
16	Монтаж тормоза ТКГ-300	10,05
17	Испытание и обкатка механизма крановой установки	12,30
18	Регулировка и сдача крана в эксплуатацию	6,65
ИТОГО		110,30

Тогда, подставив данные в формулу (6.2), получим заработную плату рабочих, занимающихся заменой комплектующих:

$$Z_{осн.р.}^к = 212,50 \cdot 110,3 = 23438,75 \text{ руб.}$$

Норма времени на изготовление стоек:

$$t_{изг} = t_{изг1} + t_{изг2}, \quad (6.6)$$

где  $t_{изг1}$  – норма времени на изготовление стойки двигателя, чел-ч;  
 $t_{изг2}$  – норма времени на изготовлении стойки муфты, чел-ч.

Основные операции по изготовлению стойки двигателя и их нормы времени приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Основные операции по изготовлению стойки двигателя

Наименование операции	Норма времени, чел-час
Резка деталей на прессножницах	4,08
Ручная газовая резка деталей из листовой стали	2,10
разметка деталей из угловой стали	0,30
Сборка и сварка формы	1,40
Зачистка швов	0,70
Итого:	8,58

Основные операции по изготовлению стойки муфты и их нормы времени представлены в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Основные операции по изготовлению стойки муфты

Наименование операции	Норма времени, чел-час
Разметка и резка металла	0,20
Гибка металла	0,60
Итого	0,8

Тогда, подставив значения в формулу (6.6), получим норму времени на изготовление стоек:

$$t_{изг} = 8,58 + 0,8 = 9,38 \text{ чел-ч.}$$

Количество рабочих, необходимых для изготовления стоек оборудования, их профессия, разряд, а так же заработная плата за месяц приведены в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Рабочие, занимающиеся изготовлением стоек

№ п/п	Профессия	Разряд	ФЗП (руб.)	Кол-во рабочих дней в месяц (дн.)	Кол-во отработанных часов в день (час)	Часовая тарифная ставка (руб.)
1	Слесарь по сборке металлоконструкций	4	30 000	22	8	170,45
2	Электрогазосварщик	3	40 000	22	8	227,27
Итого:			70 000	22	8	198,86



Подставив в формулу (6.5) значения таблицы 6.5, получим часовую тарифную ставку работников, занимающихся изготовлением стоек:

$$C_{ч.тр.1} = \frac{30000}{8 \cdot 22} = 170,45 \text{ руб/ч.}$$

$$C_{ч.тр.1} = \frac{40000}{8 \cdot 22} = 227,27 \text{ руб/ч.}$$

Теперь рассчитаем усредненную часовую тарифную ставку рабочих, занимающихся изготовлением стоек подставив значения в формулу (6.4):

$$C_{ч.тр}^{ср} = \frac{170,45 + 227,27}{2} = 198,86 \text{ руб/ч.}$$

Подставив значения в формулу (6.3), получим зарплату рабочих, занимающихся изготовлением стоек:

$$З_{осн.р.}^{изг} = 198,86 \cdot 9,38 = 1865,34 \text{ руб.}$$

Подставив значения  $З_{осн.р.}^{изг}$  и  $З_{осн.р.}^к$  в формулу (6.2), получим заработную плату основных производственных рабочих, занимающихся модернизацией крановой установки:

$$З_{осн.р.}^{сум} = 23438,75 + 1865,34 = 25304,09 \text{ руб.}$$

Затраты на материал изготавливаемых стоек электродвигателя и муфты приведены в таблице 6.6.

Табл. 6.6 – Затраты на материал изготавливаемых стоек

№ п/п	Статьи затрат	Расход, кг	Цена, руб.	Сумма, руб
1	Уголок 09Г2С 125мм	60	38,30	2298
2	Лист 10 мм	24	45,17	1084,08
Итого:				3382,08

Затраты на закупку оборудования, необходимого для модернизации крановой установки приведены в таблице 6.7.

Табл. 6.7 – Затраты на закупку оборудования для модернизации

№ п/п	Статьи затрат	Цена, руб
1	Электродвигатель АМТК250S6	70 000,00
2	Редуктор 7Ц4-1035	1 700 000,00
3	Частотный преобразователь Delta Electronics VFD450V43A	252 000,00
4	Система радиуправления Telecrane 24-60	47 000,00
5	Инкрементальный энкодер	9 000,00
6	Тормоз колодочный ТКГ-300	13 000,00
Итого:		2 091 000,00

Рассчитаем накладные расходы предприятия на модернизацию крановой установки.

Накладные расходы – это затраты предприятия, необходимые для обеспечения процессов производства, связанные с управлением, обслуживанием, содержанием и эксплуатацией оборудования.

Суммарные накладные расходы предприятия на модернизацию крановой установки рассчитываются следующим образом:

$$Z_{\text{накл}} = \frac{Z_{\text{вспом.мат}} + Z_{\text{э/з}} + Z_{\text{пр}} + Z_{\text{всп.раб.}} + Z_{\text{страх}} + Z_{\text{а.о.}} + Z_{\text{нал}} + Z_{\text{пр.р.}} + Z_{\text{упр.}}}{Z_{\text{осн.раб}} + Z_{\text{страх.осн}}} \cdot Z_{\text{осн.р.}} \quad (6.7)$$

где  $Z_{\text{вспом.мат}}$  – годовые затраты предприятия на вспомогательные материалы, тыс. руб;

$Z_{\text{э/з}}$  – годовые энергозатраты на тепло, электроэнергию, воду, стоки, тыс. руб;

$Z_{\text{пр}}$  – годовые затраты предприятия на работы и услуги производственного характера (транспортные услуги сторонних организаций, услуги по охране труда и пром. Безопасности, проверка средств измерения), тыс.руб;

$Z_{\text{всп.раб.}}$  – годовые затраты на персонал вспомогательных рабочих, тыс. руб;

$Z_{\text{страх}}$  – годовые затраты на страховые взносы на фонд заработной платы вспомогательных рабочих, тыс. руб;

$Z_{\text{а.о.}}$  - годовые затраты на амортизационные отчисления, тыс. руб;

$Z_{\text{нал}}$  – годовые затраты на налоги и обязательные платежи (налог на имущество, транспортный налог), тыс. руб;

$Z_{\text{пр.р.}}$  - годовые затраты на прочие расходы (аренда, командировочные расходы, социальные выплаты работникам: оплата проезда в отпуск, расходы на спец. питание, оплата больничных и пр. выплаты предусмотренные коллективным договором), тыс. руб;

$Z_{\text{упр}}$  – управленческие и административные расходы, тыс. руб.

$Z_{осн.р.}^{сум} = 25,30409$  - заработная плата основных производственных рабочих, занимающихся модернизацией крановой установки, тыс. руб.

Годовые расходы предприятия на изготовление продукции, а так же управленческие и административные расходы приведены в таблице 6.8.

Табл. 6.8 – Годовые расходы предприятия

№ п/п	Наименование статьи	Ед. изм.	Бюджет
1	Производственная себестоимость реализации продукции, товаров, работ, услуг	тыс. руб.	576 005
1.1	Сырье и материалы (для выполнения работ, услуг для Заказчиков - прямые материальные затраты)	тыс. руб.	53 005
1.2	Вспомогательные материалы (содержание ЗиС, собственного оборудования)	тыс. руб.	10 600
1.3	Энергозатраты (тепло, электроэнергия, вода, стоки)	тыс. руб.	72 000
1.4	Работы и услуги производственного характера (транспортные услуги сторонних организаций, услуги по охране труда и пром. безопасности, поверка средств измерения)	тыс. руб.	12 000
1.5	Расходы на персонал основных производственных рабочих(ФОТ и резервы на оплату отпуска)	тыс. руб.	250 000
1.6	Страховые взносы на ФЗП основных производственных рабочих 32,8% (2,9%- фонд социального страхования, 5,1% - фонд обязательного медицинского страхования, 2,8% - страхование от несчастных случаев, 22% - пенсионный фонд РФ)	тыс. руб.	82 000
1.7	Расходы на персонал вспомогательных рабочих (ФОТ и резервы на оплату отпуска)	тыс. руб.	50 000
1.8	Страховые взносы на ФЗП вспомогательных рабочих 32,8% (2,9%- фонд социального страхования, 5,1% - фонд обязательного медицинского страхования, 2,8% - страхование от несчастных случаев, 22% - пенсионный фонд РФ)	тыс. руб.	16 400
1.9	Амортизация	тыс. руб.	12 000
1.10	Налоги и обязательные платежи (налог на имущество, транспортный налог)	тыс. руб.	3 000
1.11	Прочие расходы (аренда, командировочные расходы, социальные выплаты работникам: оплата проезда в отпуск, расходы на спец. питание (молоко за работу на вредном производстве), оплата больничных и пр. выплаты предусмотренные коллективным договором)	тыс. руб.	15 000
2	Управленческие и административные расходы	тыс. руб.	47 888

Продолжение таблицы 6.8

№ п/п	Наименование статьи	Ед. изм.	Бюджет
2.1	Вспомогательные материалы (содержание ЗиС, канц. товары, хоз. Инвентарь, содержание оргтехники и т.п.)	тыс. руб.	2 000
2.2	Энергозатраты (тепло, электроэнергия, вода, стоки)	тыс. руб.	8 000
2.3	Работы и услуги сторонних организаций (услуги по охране труда и пром. безопасности, расходы на природоохрану)	тыс. руб.	1 500
2.4	Расходы на персонал (ФОТ и резервы на оплату отпусков)	тыс. руб.	21 000
2.5	Страховые взносы 32,8% (2,9%- фонд социального страхования, 5,1% - фонд обязательного медицинского страхования, 2,8% - страхование от несчастных случаев, 22% - пенсионный фонд РФ)	тыс. руб.	6 888
2.6	Амортизация	тыс. руб.	3 000
2.7	Прочие расходы (арендная плата, командировочные расходы, юридические расходы, социальные выплаты (больничные, проезды в отпуск, расходы на обязательное обучение, содержание мед. пункта), услуги связи, программное обеспечение и т.п.)	тыс. руб.	5 500

Подставляя данные в формулу (6.7), получим значение суммарных накладных расходов предприятия, направленных на модернизацию:

$$Z_{\text{накл}} = \frac{10600+72000+12000+50000+16400+12000+3000+15000+47888}{250000+82000} \cdot 25,30409;$$

$$Z_{\text{накл}} = 16865 \text{ руб.}$$

Затраты на накладные расходы, направленные на модернизацию, составляют:

$$Z_{\text{накл}} = 16865 \text{ руб.}$$

Подставляя все вычисленные значения в формулу (6.1), найдем технологическую себестоимость модернизации крановой установки:

$$C_T = 3382 + 25304,09 + 16865,17 + 2091000 = 2137635,42 \text{ руб.}$$

## 6.2 Технико-экономические показатели

Рассчитаем прирост выручки предприятия от испытаний с помощью крановой установки после модернизации механизма подъема:

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

$$P_{\text{выр}} = B_{\text{м}} - B_{\text{б}}, \quad (6.8)$$

где  $B_{\text{м}}$  - выручка предприятия от испытаний с помощью крановой установки после модернизации, руб;

$B_{\text{б}}$  - выручка предприятия от испытаний с помощью крановой установки до модернизации (базовой), руб.

Выручка предприятия от испытаний с помощью крановой установки будет определяться с помощью следующей формулы:

$$B = C_{\text{исп}} \cdot \Pi \cdot K_{\text{д}}, \quad (6.9)$$

где  $C_{\text{исп}} = 20000$  - стоимость испытания одного контейнера, руб;

$\Pi$  - производительность крановой установки, конт./день;

$K_{\text{д}} = 22$  – количество рабочих дней в месяце, д.

Для расчета производительности крановой установки зададимся некоторыми данными для одного испытания: Высота поднятия (опускания) крюковой подвески в крайнее положение  $H = 12$  м; скорость подъема (опускания) крюковой подвески базового крана  $v_n = 1$  м/мин, модернизированного  $v_n = 2$  м/мин; высота подъема крюковой подвески для смены контейнера  $H_2 = 8,9$  м; испытательная высота  $h = 0,15$  м; время испытания одного контейнера  $t_p = 15$  мин.

Производительность крановой установки при условии, что участок испытаний будет максимально загружен:

$$\Pi = \frac{t_{\text{см}}}{t_{\text{к}}}, \quad (6.10)$$

где  $t_{\text{см}} = 8$  – время рабочей смены, ч;

$t_{\text{к}}$  - время испытания одного контейнера, ч.

Время испытания одного контейнера рассчитаем по формуле:

$$t_{\text{к}} = 2 \cdot t_3 + t_n + t_2' + 2 \cdot t_{\text{исп}} + t_p + t_2 + t_{\text{пром}}, \quad (6.11)$$

где  $t_3 = 15$  - время, необходимое для загрузки контейнера испытательными грузами, мин;

$t_n$  – время для опускания крюковой подвески и зацепки стропа за крюк, мин;

$t_2'$  - время на подъем подвески со стропом в исходное для испытания положение, мин;

$t_{исп}$  - время для поднятия контейнера на испытательную высоту, мин;  
 $t_p = 15$  - время испытания одного контейнера, мин;  
 $t_2$  - время на поднятие подвески для разгрузки и смены контейнера, мин;  
 $t_{пром} = 10$  – время, необходимое для промежуточных операций, мин.

Время на подъем подвески со стропом в исходное для испытания положение над уровнем пола:

$$t'_2 = \frac{H'_2}{v_n}, \quad (6.12)$$

где  $H'_2 = 3,1$  - высота подъема подвески со стропом в исходное для испытания положение, м;

$v_n$  - скорость подъема (опускания) груза, м/мин.

Рассчитаем время на подъем подвески со стропом в исходное для испытания положение для базовой крановой установки:

$$t'_2 = \frac{3,1}{1} = 3,1 \text{ мин};$$

Для модернизированной крановой установки:

$$t'_2 = \frac{3,1}{2,022} = 1,53 \text{ мин.}$$

Время на поднятие подвески для разгрузки и смены контейнера:

$$t_2 = \frac{H_2}{v_n}, \quad (6.13)$$

где  $H_2 = 8,9$  - высота подъема крюковой подвески для смены контейнера, м;  
 $v_n$  – то же, что и в формуле (6.12).

Рассчитаем время на поднятие подвески для разгрузки и смены контейнера базовой крановой установки:

$$t_2 = \frac{8,9}{1} = 8,9 \text{ мин};$$

Модернизированной установки:

$$t_2 = \frac{8,9}{2,022} = 4,4 \text{ мин.}$$

Время для опускания крюковой подвески и зацепки стропа за крюк:

$$t_n = \frac{H}{v_n}, \quad (6.14)$$

где  $H = 12$  - высота поднятия (опускания) крюковой подвески в крайнее положение, м;

$v_n$  - то же, что и в формуле (6.12).

Подставив значение скорости в формулу (6.14), получим время для опускания крюковой подвески и зацепки стропа за крюк базовой крановой установки:

$$t_n = \frac{12}{1} = 12 \text{ мин};$$

Модернизированной крановой установки:

$$t_n = \frac{12}{2,022} = 6 \text{ мин.}$$

Тогда подставив значения в формулу (6.11), получим время испытания одного контейнера:

1. Базовой крановой установки:

$$t_k = 2 \cdot 15 + 12 + 3,1 + 2 \cdot 1 + 15 + 8,9 + 10 = 81 \text{ мин} = 1,35 \text{ ч.}$$

2. Модернизированной установки:

$$t_k = 2 \cdot 15 + 6 + 1,53 + 2 \cdot 0,5 + 15 + 4,4 + 10 = 67,9 \text{ мин} = 1,13 \text{ ч.}$$

Подставив значения времени испытания одного контейнера в формулу (6.10), получим производительности крановой установки:

1. Базовой:

$$П = \frac{8}{1,35} = 5,92 \text{ конт./день.}$$

Примем производительность базовой крановой установки  $П = 5$  конт./день.

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. Модернизированной:

$$\Pi = \frac{8}{1,13} = 7,07 \text{ конт./день.}$$

Примем производительность модернизированной крановой установки  $\Pi = 7$  конт./день.

Подставив в формулу (6.9) значения производительности, получим:

1. Выручку предприятия от испытаний с помощью крановой установки до модернизации (базовой):

$$B_{\bar{o}} = 20000 \cdot 5 \cdot 22 = 2200000 \text{ руб/мес} = 26400000 \text{ руб/год.}$$

2. Выручку предприятия от испытаний с помощью модернизированной крановой установки:

$$B_{\text{м}} = 20000 \cdot 7 \cdot 22 = 3080000 \text{ руб/мес.} = 36960000 \text{ руб/год.}$$

Подставив полученные значения выручки в формулу (6.8), рассчитаем прирост выручки после модернизации:

$$P_{\text{выр}} = 36960000 - 26400000 = 10560000 \text{ руб/год.}$$

Прирост выручки в процентах будет составлять:

$$P_{\text{выр}\%} = \frac{B_{\text{м}} \cdot 100}{B_{\bar{o}}} - 100\% , \quad (6.15)$$

где  $B_{\text{м}} = 36960000$  - выручка предприятия от испытаний с помощью модернизированной крановой установки, руб;

$B_{\bar{o}} = 26400000$  - выручка предприятия от испытаний с помощью крановой установки до модернизации (базовой), руб.

$$P_{\text{выр}\%} = \frac{B_{\text{м}} \cdot 100}{B_{\bar{o}}} - 100\% = 40 \%.$$

Таким образом, выручка предприятия при повышении производительности крановой установки за счет увеличения скорости подъема груза в 2 раза, возрасла на 40 %.



Рассчитаем прирост прибыли предприятия от испытаний контейнеров на крановой установке:

$$P_{np} = Pr_m - Pr_{\bar{o}}, \quad (6.16)$$

где  $Pr_m$  – условная прибыль предприятия от испытаний контейнеров на крановой установке после модернизации, руб;

$Pr_{\bar{o}}$  – условная прибыль предприятия от испытаний контейнеров на крановой установке до модернизации (базовой), руб.

Условная прибыль предприятия от испытаний контейнеров на крановой установке:

$$Pr = B - Z_{\varepsilon}, \quad (6.17)$$

где  $B$  – то же, что и в формуле (6.15);

$Z_{\varepsilon}$  – затраты на электроэнергию, потребляемую крановой установкой, руб/год.

Затраты на электроэнергию крановой установки определяются следующим образом:

$$Z_{\varepsilon} = A_{\text{общ}} \cdot T_{\varepsilon}, \quad (6.18)$$

где  $A_{\text{общ}}$  – общие энергозатраты крановой установки, кВт·ч;

$T_{\varepsilon} = 4$  – тариф электроэнергии для Сахалинской области, руб/кВт·ч.

Общие энергозатраты крановой установки до модернизации (базовой):

$$A_{\text{общ}}^{\bar{o}} = A_n + A_m + A_{\text{цуп}}, \quad (6.19)$$

где  $A_n$  – энергозатраты механизма подъема, кВт·ч;

$A_m$  – энергозатраты механизма передвижения тележки, кВт·ч;

$A_{\text{цуп}} = 35$  – энергозатраты цепей управления, кВт·ч.

Энергозатраты механизма подъема:

$$A_n = \varepsilon_p \cdot K_{cp} \cdot D_c \cdot P_{\text{дв}}, \quad (6.20)$$

где  $\varepsilon_p = 0,25$  – относительная продолжительность включения расчетная для группы режима работы механизма 2М по ГОСТ 25835-87 по табл. 31.1 [3, с.103];

$K_{cp} = 8$  - число часов работы крана в сутки, ч;  
 $D_c = 247$  - число рабочих суток в год, сут;  
 $P_{\partial\partial} = 30$  - мощность электродвигателя, установленного на механизме подъема, кВт.

Рассчитаем энергозатраты механизма подъема до модернизации:

$$A_n = 0,25 \cdot 8 \cdot 247 \cdot 30 = 14820 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Энергозатраты механизма передвижения тележки:

$$A_T = \varepsilon_p \cdot K_{cp} \cdot D_c \cdot P_{\partial\partial}, \quad (6.21)$$

где  $\varepsilon_p = 0,15$  - относительная продолжительность включения расчетная для механизма передвижения при ПВ=15%;

$K_{cp}, D_c$  - то же, что и в формуле (6.20);

$P_{\partial\partial} = 11$  - общая мощность двигателей привода, кВт.

$$A_T = 0,25 \cdot 8 \cdot 247 \cdot 11 = 3260 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Тогда, подставив все значения в формулу (6.19), получим общие затраты на электроэнергию крановой установки до модернизации:

$$A_{\text{общ}}^{\partial} = 14820 + 3260 + 35 = 18114,58 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Расчет затрат на электроэнергию крановой установки после модернизации производится с учетом экономии электроэнергии после установки частотного преобразователя. Экономия появляется за счет режимов пониженной нагрузки на электродвигатель при доводочных скоростях, режиме регулировки скорости ниже номинальной при поднятии контейнера на испытательную высоту, а так же его опускание. Так же при использовании частотного преобразователя исчезают пусковые токи, возникающие при пуске двигателя, превышающие номинальные значения в нерегулируемых приводах в 5-7 раз.

Зная режим нагружения электропривода, примем экономию электроэнергии привода механизма подъема 5%.

Рассчитаем затраты на электроэнергию крановой установки после модернизации:

$$A_{\text{общ}}^M = A_{\Pi}^M + A_m + A_{\text{цп}}, \quad (6.22)$$

где  $A_{\Pi}^M$  - энергозатраты механизма подъема после модернизации, кВт·ч;

$A_m = 3260$  – энергозатраты механизма передвижения тележки, кВт·ч;  
 $A_{цy} = 50$  - энергозатраты цепей управления после модернизации, кВт·ч.

Энергозатраты механизма подъема с учетом экономии после модернизации:

$$A_n = \varepsilon_p \cdot K_{cp} \cdot D_c \cdot P_{\partial\partial} \cdot 0,05, \quad (6.23)$$

где  $\varepsilon_p = 0,25$  – относительная продолжительность включения расчетная для группы режима работы механизма 2М по ГОСТ 25835-87 по табл. 31.1 [3, с.103];

$K_{cp}$ ,  $D_c$  – то же, что и в формуле (6.20), ч;

$P_{\partial\partial} = 45$  - мощность электродвигателя, установленного на механизме подъема, кВт.

Рассчитаем энергозатраты механизма подъема до модернизации:

$$A_n = 0,25 \cdot 8 \cdot 247 \cdot 45 \cdot 0,95 = 21118,5 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Тогда, подставив все значения в формулу (6.18), получим общие энергозатраты крановой установки после модернизации:

$$A_{\text{общ}}^M = 21118,5 + 3260 + 50 = 24427,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Посчитаем затраты на электроэнергию до модернизации крановой установки (базовой) подставив значение  $A_{\text{общ}}^{\bar{}}$  в формулу (6.18):

$$Z_9^{\bar{}} = 18114,5 \cdot 4 = 72458,32 \text{ руб.}$$

Посчитаем затраты на электроэнергию после модернизации крановой установки подставив значение  $A_{\text{общ}}^M$  в формулу (6.18):

$$Z_9^M = 24427,9 \cdot 4 = 97711,6 \text{ руб.}$$

Таким образом затраты на электроэнергию крановой установки после модернизации возросли на 25253,28 руб/год.

Подставив значения в формулу (6.17), получим условную прибыль предприятия от испытаний на крановой установке контейнеров:

1. До модернизации:

$$Pr_{\delta} = 26400000 - 72458,32 = 26327541,7 \text{ руб./год};$$

2. После модернизации:

$$Pr_m = 36960000 - 97711,6 = 36862288,4 \text{ руб./год.}$$

Таким образом, прирост прибыли после модернизации крановой установки составит:

$$P_{np} = 36862288,4 - 26327541,7 = 10534746,7 \text{ руб./год.}$$

Тогда прирост прибыли в процентах будет выглядеть следующим образом:

$$P_{np\%} = \frac{Pr_m \cdot 100}{Pr_{\delta}} - 100\%, \quad (6.24)$$

где  $Pr_m = 36862288,4$  - условная прибыль предприятия от испытаний на крановой установке контейнеров после модернизации, руб./год;

$Pr_{\delta} = 26327541,7$  - условная прибыль предприятия от испытаний на крановой установке контейнеров до модернизации (базовой), руб./год.

$$P_{np\%} = \frac{36862288,4 \cdot 100}{26327541,7} - 100\% = 40,01 \text{ \%}.$$

Таким образом, прибыль предприятия при повышении производительности крановой установки за счет увеличения скорости подъема груза в 2 раза, возрасла на 40,01 %.

Рассчитаем срок окупаемости модернизации за счет прироста выручки:

$$T_{окуп} = \frac{C_m}{P_{выр}}, \quad (6.25)$$

где  $C_m = 2137635,4$  – технологическая себестоимость модернизации, руб;

$P_{выр} = 10560000$  - прирост выручки от испытаний крановой установкой контейнеров после модернизации, руб./год.

$$T_{окуп} = \frac{2137635,4}{10560000} = 0,2 \text{ года.}$$

Срок окупаемости крановой установки до модернизации:

					ДП110-02.480063 ПЗ	Лист
						102
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_{\text{окуп}}^{\text{б}} = \frac{C_{\text{кр}}}{B_{\text{б}}}, \quad (6.26)$$

где  $C_{\text{кр}} = 45000000$  – стоимость крановой установки до модернизации по данным ЗАО «Сиб-Тяжмаш», руб;

$B_{\text{б}} = 26400000$  - выручка от испытаний крановой установкой контейнеров до модернизации (базовой), руб./год;

$$T_{\text{окуп}}^{\text{б}} = \frac{45000000}{26400000} = 1,7 \text{ год.}$$

Срок окупаемости крановой установки после модернизации:

$$T_{\text{окуп}}^{\text{м}} = \frac{C_{\text{кр}}^{\text{м}}}{B_{\text{м}}}, \quad (6.27)$$

где  $C_{\text{кр}}^{\text{м}}$  – стоимость крановой установки после модернизации, руб;

$B_{\text{м}} = 36960000$  - выручка от испытаний крановой установкой контейнеров после модернизации, руб./год

Стоимость крановой установки после модернизации:

$$C_{\text{кр}}^{\text{м}} = Z_{\text{об}} + C_{\text{кр}}, \quad (6.28)$$

где  $C_{\text{кр}}$  - то же, что и в формуле (6.26);

$Z_{\text{об}}$  - то же, что и в формуле (6.25).

$$C_{\text{кр}}^{\text{м}} = 2137635,4 + 45000000 = 47138000 \text{ руб.}$$

Подставив значения в формулу (6.27), получим:

$$T_{\text{окуп}}^{\text{м}} = \frac{47138000}{36960000} = 1,28 \text{ года.}$$

Отсюда можно сделать вывод, что срок окупаемости модернизированного крана снизился на 0,42 года, по сравнению со сроком окупаемости крана с базовыми комплектующими.

Рассчитаем балансовую стоимость крановой установки:

$$C_{\text{кр}}^{\text{бал}} = C_{\text{кр}}^{\text{ост}} + C_{\text{т}}, \quad (6.29)$$

где  $C_{\text{кр}}^{\text{ост}}$  - остаточная стоимость крана на момент модернизации, руб;

$C_T$  – то же, что и в формуле (6.25).

Остаточная стоимость крана на момент модернизации рассчитывается следующим образом:

$$C_{кр}^{ост} = C_{кр} - C_{a.отч}^k, \quad (6.30)$$

где  $C_{кр}$  - то же, что и в формуле (6.26);

$C_{a.отч}^k$  - сумма амортизационных отчислений за весь период работы крановой установки до начала модернизации, руб.

Учтем при расчете амортизации то, что крановая установка была сдана в эксплуатацию в марте 2016 года. За начало модернизации примем 1 июля 2017 года.

Сумма амортизационных отчислений за весь период работы крановой установки до начала модернизации будет складываться из затрат на амортизационные отчисления за 2016 год и за срок до начала модернизации, начиная с 2017 года:

$$C_{a.отч}^k = Z_{a.отч.1} + Z_{a.отч.2}, \quad (6.31)$$

где  $Z_{a.отч.1}$  – амортизационные отчисления за 2016 год, руб;

$Z_{a.отч.2}$  – амортизационные отчисления за 2017 год до начала модернизации, руб.

$$Z_{a.отч.1} = A_{отч} \cdot k_{мес}, \quad (6.32)$$

где  $A_{отч}$  – затраты на амортизационные отчисления в месяц, руб;

$k_{мес} = 9$  - количество месяцев, которое проработал кран в 2016 году.

Затраты на амортизационные отчисления в месяц:

$$A_{отч} = \frac{C_{кр}}{T_{исп}}, \quad (6.33)$$

где  $C_{кр}$  - то же, что и в формуле (6.26);

$T_{исп} = 300$  - срок полезного использования крановой установки, мес.

$$A_{отч} = \frac{45000000}{300} = 150000 \text{ руб.}$$

Подставив значения в формулу (6.32), получим амортизационные отчисления за 2016 год:

$$З_{a.отч.1} = 150000 \cdot 9 = 1350000 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления за 2017 год до начала модернизации:

$$З_{a.отч.2} = A_{отч} \cdot k_{мес}, \quad (6.34)$$

где  $k_{мес} = 6$  - количество месяцев, которое проработал кран в 2017 году до начала модернизации;

$A_{отч} = 150000$  - затраты на амортизационные отчисления в месяц, руб.

$$З_{a.отч.2} = 150000 \cdot 6 = 900000 \text{ руб.}$$

Подставив значения в формулу (6.31), получим сумму амортизационных отчислений за весь период работы крановой установки до начала модернизации:

$$С_{a.отч}^к = 1350000 + 900000 = 2250000 \text{ руб.}$$

Тогда, подставив значения в формулу (6.30), получим остаточную стоимость крана на момент модернизации:

$$С_{кр}^{ост} = 45000000 - 2250000 = 42750000 \text{ руб.}$$

Подставив значения в формулу (6.29), получим балансовую стоимость крановой установки после модернизации:

$$С_{кр}^{бал} = 42750000 + 2137635,42 = 44887635,42 \text{ руб.}$$

Тогда затраты на амортизационные отчисления в месяц после модернизации изменятся и будут равны:

$$A_{отч} = \frac{С_{кр}^{бал}}{T_{исп}}, \quad (6.35)$$

где  $С_{кр}^{бал} = 44887635,42$  - балансовая стоимость крановой установки после модернизации, руб;

$T_{исп}$  – то же, что и в формуле (6.33),

$$A_{отч} = \frac{44887635,42}{300} = 149625 \text{ руб.}$$

Основные рассчитанные технико-экономические показатели сведен в таблицу 6.9.

Табл. 6.9 – Техничко-экономические показатели проекта

Наименование показателей	Единица измерения	Значение показателей	
		Модернизированный	Базовый
Производительность крановой установки	конт./день	7	5
Годовая выручка от испытаний крановой установкой контейнеров	руб./год	36960000,00	26400000,00
Условная прибыль от испытаний крановой установкой контейнеров	руб./год	36862288,40	26327541,70
Затраты на электроэнергию, потребляемую крановой установкой	руб./год	97711,60	72458,32
Срок окупаемости крановой установки	лет	1,28	1,7
Балансовая стоимость крановой установки	руб.	44887635,42	42750000
Стоимость крановой установки	руб.	47138000,00	45000000,00
Амортизационные отчисления крановой установки в месяц	руб./мес.	149625,00	150000,00

Технологическая стоимость модернизации составила 2137635,42 руб.  
Приведем в таблице 6.10 отдельные расходы.

Таблица 6.10 – Затраты на модернизацию крановой установки

Наименование расходов	Единица измерения	Значение
Стоимость заготовки и материала	руб.	3382,08
Зарплата основным рабочим	руб.	25304,09
Накладные расходы	руб.	16865,17
Затраты на закупку оборудования	руб.	2091000,00

В результате проведенных технико-экономических расчетов был выявлен рост выручки от испытаний крановой установкой контейнеров после модернизации, рост производительности установки, снижение срока окупаемости крановой установки за счет прироста выручки. Следовательно, модернизация крановой установки целесообразна и несет выгоду предприятию.



## Список использованных источников

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности “Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения” (Зарегистрировано в Минюсте России 31.12.2013 N 30992). Утверждены приказом Ростехнадзора от 12.11.2013 N 533 (ред. От 12.04.2016).
2. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ: В 2-х томах. Т.1. – Издание 4-е, переработанное и дополненное / под ред. Р.А. Лалаянца. – М., 1993. – 187 с.
3. Электронный каталог Северсталь-Метиз [Электронный ресурс] : база данных содержит каталоги стальных канатов – Москва, – Режим доступа: <http://www.severstalmetiz.com/catalogue/2028/6009/indexo.shtml>.
4. Марон, Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – 2-е изд., перераб. и доп.- Мн.: Высш. шк., 1983. – 350 с.
5. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ: В 2-х томах. Т.2. – Издание 4-е, переработанное и дополненное / под ред. Р.А. Лалаянца. – М., 1993. – 163 с.
6. Технический каталог. Крановые электродвигатели серии АМТК-F / Кранрос. – Челябинск, 2015. – 37 с.
7. Электронный каталог Зарем [Электронный ресурс] : база данных содержит каталоги редукторов – Майкоп, – Режим доступа: [www.zarem.ru](http://www.zarem.ru).
8. Каталог НТЦ «Редуктор». Электродвигатели. Преобразователи частоты. Устройства плавного пуска. – С-Петербург, 2004. – 91 с.
9. ОСТ 24.090.44 – 82 Колеса крановые. Выбор и расчет. – Введ. 30.12.1982. – Москва: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1982. – 14 с.
10. ГОСТ 1451–77 Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения – Введ. 01.01.1978. – Москва: ИПК ИС, 1992. – 32 с.
11. Расчет и проектирование металлоконструкций мостового двухбалочного крана: Учебное пособие / В.А. Вайник, Л.Ф. Москвичева. – Красноярск. – СФУ, 2012. – 129 с.
12. СанПиН 2.2.4.548 – 96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений – Введ. 01.10.1996. – Москва: Минздрав России, 2017. – 20 с.
13. Безопасность жизнедеятельности в техносфере: учебное пособие / под ред. О.Н. Русака, В.Я. Кондрасенко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. – 431 с.
14. Типовые укрупненные нормы времени на работы по ремонту подъемно-транспортного оборудования – Введ. 30.09.1985. – Москва: Секретериат ВЦСПС, 2017. – 22 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
(обязательное)

**Копии патентов на изобретения**